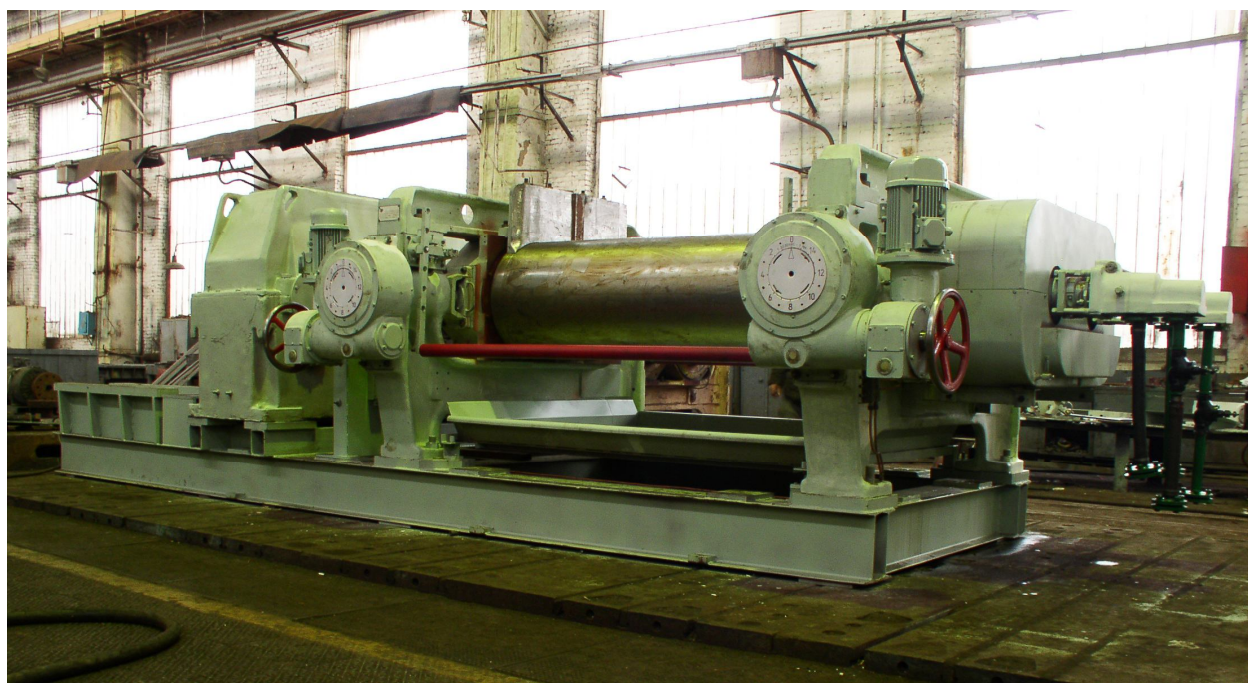


*І. О. Мікульонок*

# **МОДЕЛЮВАННЯ ОБЛАДНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЛІНІЙ ДЛЯ ПЕРЕРОБЛЕННЯ ПЛАСТМАС І ГУМОВИХ СУМІШЕЙ НА БАЗІ ВАЛКОВИХ МАШИН**



*І. О. Мікульонок*

**МОДЕЛЮВАННЯ ОБЛАДНАННЯ  
ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЛІНІЙ  
ДЛЯ ПЕРЕРОБЛЕННЯ  
ПЛАСТМАС І ГУМОВИХ СУМІШЕЙ  
НА БАЗІ ВАЛКОВИХ МАШИН**

**Монографія**

Київ  
НТУУ «КПІ»  
2015

УДК [678.02+678.05]:678.073.002.8

ББК 35.71

М59

*Рекомендовано до друку Вченою радою  
Національного технічного університету України  
«Київський політехнічний інститут»  
(протокол № 6 від 14 травня 2013 р.)*

Рецензенти: *А. Д. Петухов, д-р техн. наук, проф.,  
Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут»*

*В. М. Бондаренко, канд. техн. наук,  
Публічне акціонерне товариство  
«Науково-виробниче підприємство „Більшовик”»*

**Мікульонок І.О.**

М59      Моделювання обладнання технологічних ліній для перероблення пластмас і гумових сумішей на базі валкових машин [Електронний ресурс] : монографія. – 2-ге вид., випр. / І. О. Мікульонок. – К. : НТУУ «КПІ», 2015. – 244 с.: іл. – Бібліогр.: с. 233–241.

ISBN 978-966-622-575-0

У монографії розглянуто наукові засади розроблення та вдосконалення валкових машин і процесів каландрування та вальцювання псевдопластичних матеріалів на основі полімерів та еластомерів, що забезпечує можливість визначення раціональних конструктивних параметрів обладнання та режимів його роботи, а отже – і заощадження енергетичних і матеріальних ресурсів.

Запропоновано математичні моделі каландрування й вальцювання за довільного значення фрикції в міжвалкових проміжках валкових машин. Досліджено вплив параметрів обладнання і режимів його роботи на ефективність процесів перероблення.

Для фахівців полімерного машинобудування та споріднених галузей виробництва, а також викладачів, аспірантів і студентів інженерно-хімічних спеціальностей вищих навчальних закладів.

*На обкладинці фотознімок змішувально-підігрівальних вальців для пластмас ВП-См-Пд 2100(660/660) на складальній дільниці механоскладального цеху № 1 київського ПАТ «НВП „Більшовик”» (фото автора).*

УДК [678.02+678.05]:678.073.002.8

ББК 35.71

ISBN 978-966-622-575-0

© І. О. Мікульонок, 2015

## ВСТУП

Одними з найпоширеніших матеріалів, які застосовують майже в усіх галузях промисловості та побуті, є полімери, пластмаси і гуми [1–4]. При цьому щорічний світовий обсяг виробництва пластичних мас становить біля 600 млрд т і кожного року збільшується на 5 % [5], а найбільш поширеними термопластами, які переробляють у промислових масштабах, тривалий час залишаються поліетилен (ПЕ), поліпропілен (ПП), полівінілхлорид (ПВХ), поліетилентерефталат (ПЕТФ) і полістирол (ПС). Так, у 2005 році в Європі частка споживання термопластів становила: ПЕ – 29 %, ПП – 19 %, ПВХ – 14 %, ПЕТФ – 7 % і ПС – 4 %, а майже половину з них складали поліолефіни [3].

Теорія і практика переробки термопластичних матеріалів (ТпМ) донедавна стосувалися в основному лише полімерів. Останнім же часом у зв'язку зі зростанням масштабів виробництва та асортименту полімерів і матеріалів з їх застосуванням, а також необхідністю утилізації промислових і побутових відходів з використанням полімерів, сільськогосподарської сировини та інших матеріалів і виробів, що втратили споживчі властивості, широкого поширення набувають нові ТпМ. Зазначені матеріали являють собою реологічно складні середовища, особливістю яких є те, що до їхнього складу входять найрізноманітніші сполуки й речовини. Їхня в'язкість часто на декілька порядків перевищує в'язкість низькомолекулярних рідин і залежить не тільки від температури, але і від інтенсивності деформування та інших факторів. Процеси їх перероблення характеризуються значними дисипативними тепловиділеннями, які значно перевищують кількість теплоти, що підводять або відводять в обладнанні, а встановлювальна потужність обладнання при цьому часто досягає сотень і тисяч кіловатів. Тому майже кожний полімер або композиція потребують певної конструкції робочих органів обладнання й режимів переробки, за яких досягають раціональне використання енергетичних і матеріальних ресурсів, а також потрібну якість продукції [6].

ТпМ переробляють переважно екструзією, вальцюванням і каландруванням, при цьому найбільш продуктивними методами перероблення є саме методи перероблення із застосуванням валкових машин: вальців і каландрів. Натепер провідні фірми пропонують обладнання, яке призначене для переробки аналогічних матеріалів, але яке в той же час за однієї продуктивності може істотно відрізнитися конструкцією робочих органів і режимами роботи, що спричинює певні складнощі у виробничників під час вибору обладнання. У зв'язку з цим зростає значення математичного моделювання процесів перероблення ТпМ, яке робить можливим для певного матеріалу числовим моделюванням здійснювати пошук як геометрії робочих органів обладнання, так і режимів перероблення. Також математичне моделювання робить можливим з великої різноманітності обладнання вибирати саме те, яке забезпечує потрібні властивості продукції.

Саме математичне моделювання є основою застосування систем автоматизованого проектування надзвичайно складних процесів перероблення полімерних матеріалів, розробки відповідних алгоритмів і програм розрахунків основних параметрів обладнання. Це дає можливість одержати в автоматизованому режимі основні параметри обладнання (продуктивність, потужність, зусилля, основні розміри і т.д.) з метою раціонального проектування, підвищення питомих показників, зниження матеріало- та енергоємності тощо. Адже «математичне моделювання є найбільш досконалим та ефективним методом моделювання, що відкриває шлях для застосування сучасних потужних методів математичного аналізу, обчислювальної математики і програмування під час дослідження та оптимізації технологічних процесів (переклад з російської мій. – І.М.) [7, с. 8]»\*. Математичне моделювання є дієвим засобом збереження та ефективного використання багатьох видів ресурсів: сировинних, енергетичних, людських, часових та ін.

У монографії виконано математичне моделювання основних процесів перероблення термопластичних полімерних матеріалів на технологічних лініях, що базуються на валкових машинах, розроблено алгоритми розрахунків, наведено результати відповідних розрахунків.

Результати досліджень впливу конструктивних особливостей обладнання для перероблення ТпМ, режимів його експлуатації і властивостей зазначених матеріалів на параметри процесів переробки стали науковою основою розробки та впровадження методик і рекомендацій щодо вибору принципів схем, проектування й виготовлення обладнання, а також визначення раціональних режимів його експлуатації, зокрема методики, алгоритми і програми розрахунку роторних змішувачів, валкового обладнання, а також систем охолодження плівкових, рулонних і листових матеріалів, які забезпечили підвищення продуктивності і зменшення енергоємності відповідного обладнання, а також поліпшення якості одержуваних матеріалів і виробів (ПАТ «НВП „Більшовик”», ВАТ «Комбінат будіндустрії», ВАТ «Київгума», м. Київ; ЗАО «Средне-волжский завод полимерных изделий», м. Тольятті, Російська Федерація та ін.).

Автор висловлює щире подяку засновнику найвідомішої вітчизняної наукової школи переробників пластмас і гумових сумішей доктору технічних наук, професору Лукачу Юрію Юхимовичу, його учням: виробничнику і практику, кандидату технічних наук Бондаренку Володимирі Миколайовичу, кандидатам технічних наук, доцентам Вороніну Леоніду Григоровичу, Доброноговій Світлані Іванівні, Рощупкіну Сергію Олександровичу, Ружинській Людмилі Іванівні, інженер-механіку Магазію Петру Миколайовичу, а також усім співробітникам київського ПАТ «НВП „Більшовик”» і в першу чергу співробітникам відділу № 59 Спеціального конструкторського бюро полімерного машинобудування за допомогу під час проведення досліджень.

---

\* Гун Г. Я. Математическое моделирование процессов обработки металлов давлением : учеб. пособие для вузов / Г. Я. Гун. — М. : Металлургия, 1983. — 352 с.

# ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ І СКОРОЧЕНЬ

## Основні позначення

- $a$  – питома робота, Дж/кг; коефіцієнт температуропровідності,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  
 $A, B$  – розрахункові комплекси;  
 $b$  – ширина безперервної стрічки матеріалу, що знімають з вальців, м;  
 $c$  – масова теплоємність, Дж/(кг·К);  
 $\bar{c}$  – масова концентрація,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  
 $C, D$  – розрахункові комплекси;  
 $d, D$  – діаметр, м;  
 $F$  – розпірне зусилля, Н;  
 $g$  – прискорення вільного падіння,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;  
 $G_M$  – масова витрата,  $\text{кг}/\text{с}$ ;  
 $G_V$  – об'ємна витрата,  $\text{м}^3/\text{с}$ ; питома об'ємна витрата,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  
 $G_v$  – вага валка, Н;  
 $Gr$  – характеристичне число (критерій) Грасгофа;  
 $h$  – половина міжвалкового проміжку, м; висота клинового проміжку, м;  
 $i$  – масова ентальпія, Дж/кг;  
 $j$  – порядковий номер;  
 $k$  – кількість проходів вальцьованого ТпМ крізь міжвалковий проміжок;  
кількість компонентів, які зазнають фазові перетворення;  
 $K$  – коефіцієнт консистенції,  $\text{Па}\cdot\text{с}^n$ ;  
 $l, L$  – довжина, м;  
відстань між обмежувальними стрілами валкової машини, м;  
 $m$  – безрозмірний геометричний параметр клинового проміжку;  
 $M$  – маса, кг; крутний момент, Н·м (визначаються відповідним індексом);  
 $n$  – показник степеня реологічного рівняння;  
частота обертання робочого органу (за наявності індексу), об/с;  
 $N$  – потужність, Вт;  
 $Nu$  – характеристичне число (критерій) Нуссельта;  
 $p$  – тиск, Па;  
 $P$  – дотичні зусилля, прикладені до валка з боку матеріалу, Н;  
 $Pr$  – характеристичне число (критерій) Прандтля;  
 $q$  – поверхнева густина теплового потоку,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;  
 $q_V$  – об'ємна густина теплового потоку,  $\text{Вт}/\text{м}^3$ ;  
 $q_{\text{дис}}$  – інтенсивність енергії дисипації,  $\text{Вт}/\text{м}^3$ ;  
 $Q$  – тепловий потік, Вт;  
 $r, \theta, z$  – циліндричні координати;  
 $r_i$  – питома теплота фазового перетворення  $i$ -го компонента ТпМ, Дж/кг;  
 $R$  – радіус робочого органу (валка, ротора), м;

$Re$  – характеристичне число (критерій) Рейнольдса;  
 $S$  – площа,  $m^2$ ;  
 $t$  – час,  $s$ ;  
 $T$  – температура,  $K$ ;  
 $V$  – об'єм,  $m^3$ ;  
 $w$  – лінійна швидкість матеріалу,  $m/s$ ;  
 $W$  – лінійна швидкість поверхні робочого органа (валка, ротора),  $m/s$ ;  
 $x, y, z$  – декартові прямокутні координати;  
 $\bar{x}$  – масова частка;  
 $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі,  $Вт/(m^2 \cdot K)$ ;  
     кут клиновидності клинового проміжку,  $рад$ ;  
 $\alpha, \beta, \varphi$  – коефіцієнти граничних умов диференціального рівняння енергії;  
 $\beta$  – температурний коефіцієнт реологічного рівняння; кут прикладення до валка сили  $F$  або  $P$  (за наявності відповідного індексу),  $рад$ ;  
 $\beta_{нс}$  – температурний коефіцієнт навколишнього середовища,  $1/K$ ;  
 $\gamma$  – центральний кут ділянки валка,  $рад$ ;  
 $\dot{\gamma}$  – швидкість зсуву,  $s^{-1}$ ;  
 $\delta$  – товщина шару матеріалу,  $m$ ;  
 $\varepsilon$  – безрозмірний аналог координати  $y$ ;  
 $\eta$  – коефіцієнт корисної дії;  
 $\lambda$  – теплопровідність,  $Вт/(m \cdot K)$ ;  
 $\mu$  – динамічна в'язкість ньютонівської рідини,  $Па \cdot c$ ;  
     ефективна в'язкість неньютонівської рідини,  $Па \cdot c$ ;  
 $\nu$  – кінематична в'язкість,  $m^2/s$ ;  
 $\xi$  – безрозмірний аналог координати  $x$ ;  
 $\pi$  – число «пі» (3,14159);  
 $\eta$  – коефіцієнт корисної дії (за наявності індексу «пр»);  
 $\rho$  – густина,  $кг/m^3$ ;  
 $R$  – аналог координати  $x$  для ділянки обертового запасу,  $m$ ;  
 $\Phi$  – безрозмірний аналог координати  $y$  для ділянки обертового запасу;  
 $\tau$  – дотичні напруження,  $Па$ ;  
 $\varphi_{зк}$  – коефіцієнт завантаження змішувальної камери змішувача;  
 $\psi$  – коефіцієнт фрикції в міжвалковому проміжку;  
 $\omega$  – кутова швидкість валка,  $рад/с$ .  
 $\Omega$  – прогин валка,  $m$ ;  
 $\nabla$  – оператор Гамільтона.

### Основні індекси

$0$  – стосується початкового значення;  
 $1, 2$  – стосується відповідного валка;  
 $i$  – стосується  $i$ -го компонента ТпМ;  
 $M$  – стосується маси;

max – стосується максимального значення;  
 min – стосується мінімального значення;  
 $r, \theta, z$  – стосується відповідної циліндричної координати;  
 $V$  – стосується об'єму;  
 $x, y, z$  – стосується відповідної декартової прямокутної координати;  
 $\Sigma$  – стосується сумарного значення;  
 в – стосується робочої поверхні валка (барабана для термообробки);  
 вв – стосується верхнього виносного валка;  
 вир – стосується виробу, що знімається з каландра;  
 вт – стосується теплових втрат;  
 вх – стосується входу ТпМ на ділянку об'єкта;  
 гр – стосується гребеня роторного змішувача;  
 дис – стосується дисипації;  
 зап – стосується запасу;  
 зк – стосується змішувальної камери роторного змішувача;  
 зовн – стосується зовнішніх джерел теплозабезпечення;  
 к – стосується кінця ділянки об'єкта;  
 кл – стосується клина;  
 м – стосується перероблюваного матеріалу;  
 нв – стосується нижнього виносного валка;  
 нс – стосується навколишнього середовища;  
 ор – стосується охолодної рідини;  
 ос – стосується осьового руху ТпМ;  
 осн – стосується основи ротора;  
 п – стосується початку ділянки об'єкта;  
 пер – стосується перетворень;  
 пл – стосується плавлення термопластичного полімеру;  
 пр – стосується приводу;  
 р – стосується робочої поверхні ротора роторного змішувача;  
     стосується розплаву ТпМ (під час розгляду гладильного каландра);  
 с – стосується стрічки ТпМ, що знімається з вальців;  
 сер – стосується середнього значення;  
 сп – стосується серпоподібного проміжку роторного змішувача;  
 ст – стосується стінки;  
 т – стосується тихохідного робочого органу (валка, ротора);  
 тв – стосується твердіння термопластичного полімеру;  
 тепл – стосується теплоносія;  
 тпм – стосується термопластичного матеріалу;  
 ум – стосується умовної величини;  
 ц – стосується циклу вальцювання;  
 цв – стосується цапфи валка;  
 ш – стосується швидкохідного робочого органу (валка, ротора).



### Основні скорочення

ВАТ	– відкрите акціонерне товариство (при назві установи);
ВОТ	– високотемпературний органічний теплоносій;
ЗАО	– закрите акціонерне товариство (при назві установи);
к.к.д.	– коефіцієнт корисної дії;
НВП	– науково-виробниче підприємство (при назві установи);
НТУУ «КПІ»	– Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»;
ПАТ	– публічне акціонерне товариство;
ПВХ	– полівінілхлорид;
ПЕ	– поліетилен;
ПЕТФ	– поліетилентерефталат;
ПП	– поліпропілен;
ПС	– полістирол;
ТпМ	– термопластичний матеріал.

# **1. ТЕХНОЛОГІЧНІ ЛІНІЇ ДЛЯ ПЕРЕРОБЛЕННЯ ПЛАСТМАС І ГУМОВИХ СУМІШЕЙ НА БАЗІ ВАЛКОВИХ МАШИН ТА ЇХ ОСНОВНЕ ОБЛАДНАННЯ**

## **1.1. Особливості будови технологічних ліній для перероблення полімерних матеріалів і гумових сумішей вальцюво-каландровим методом**

Одержання плоских плівкових, рулонних і листових виробів, у тому числі штучних шкір і транспортерних стрічок на основі полімерних матеріалів і гумових сумішей здійснюється переважно на технологічних лініях на базі валкових машин: вальців і каландрів.

Незважаючи на деякі відмітні технологічні особливості ліній для виробництва різних рулонних виробів і пов'язані з ними конструктивні рішення, процес перероблення полімерів на базі валкових машин можна поділити на ряд однотипних операцій: підготовка вихідної сировини й дозування компонентів; попереднє одержання композиції (змішування); пластикація, гомогенізація й підігрівання суміші на вальцях; формування виробу на каландрі; термічне оброблення виробу; оброблення поверхні для надання їй певних якісних властивостей; охолодження готового виробу; контроль якості продукції; сортування, намотування та упакування [8].

Підготовка вихідної сировини полягає в розпакуванні, сушінні й зважуванні вихідних інгредієнтів, складанні відповідно до рецептури дозованої кількості вихідних компонентів на одну закладку змішувача періодичної (циклічної) дії. Попереднє змішування здійснюється в пласто- і гумозмішувачах, де вихідні компоненти зазнають грубого змішування. Під час змішування забезпечується потрібний ступінь диспергування й розподілу інгредієнтів у всьому об'ємі закладки.

Базовим обладнанням для виробництва каландрованих матеріалів, яке визначає продуктивність лінії та якість одержуваних виробів, є роторні змішувачі періодичної дії закритого типу, валкові машини: вальці (переважно безперервної дії) і каландри, а також охолоджувальні пристрої. Для виконання інших технологічних операцій використовують термокамери, транспортери, різальні, дублювальні, компенсаторні та інші види допоміжного устаткування.

Конструкції валкових машин безперервної дії задовольняють сучасним тенденціям підвищення продуктивності обладнання для перероблення ТпМ. У технологічних лініях на базі валкових машин для одержання рулонних матеріалів попереднє змішування найчастіше здійснюють у машинах періодичної дії. Для живлення високопродуктивних валкових машин використовують один або два змішувачі (кількість змішувачів визначається необхідністю узгодження їхньої продуктивності з продуктивністю каландра), які по черзі вивантажують на

транспортер попередньо приготовлену композицію. З метою забезпечення якісного змішування за високої продуктивності між змішувачами й каландром установлюються кілька вальців (найчастіше двоє). У разі комплектування лінії вальцями періодичної дії до її складу включають не тільки змішувальні, але й підігрівальні вальці. Вони підготовлюють попередньо провальцьовану суміш, що зберігається на стелажах, до завантаження на каландр.

Остаточне формування полімерного полотна здійснюється на каландрі, тип якого вибирається залежно від технологічної схеми виготовлення виробу. Одним з етапів оброблення одержуваного листового матеріалу є витримувannya його за високої температури для зняття внутрішніх напружень, релаксації й вирівнювання якісних показників по всьому об'єму одержуваної продукції. В окремих випадках передбачають додаткове тиснильне або дублювальне устаткування, що дає можливість наносити на відформоване на каландрі полотно малюнок або дублювати його з плівкою, яка має декоративний покрив. На наступних стадіях процесу рулонний матеріал підготовлюють до упакування, безпосередньо упаковують і складають.

Технологічні вимоги, що висувають до виробу перед упакуванням, обмежують температуру намотування його в рулон величиною 30–35 °С. Для охолодження виробу після виходу з термокамери, де його нагрівають до температури 120–150 °С, в автоматизовані лінії включають охолоджувальні пристрої зазвичай барабанного типу.

Безпосередньо після охолодження полотна полімеру за допомогою контактного або безконтактного товщиноміру перевіряють відповідність геометричних розмірів одержаного виробу технічним умовам. Контроль експлуатаційних характеристик здійснюють вибірково з партії готової продукції.

Нерівномірність швидкості намотування рулону потребує установки після охолоджувального устаткування багатопетльового компенсатора, що дає можливість під час зміни бобін намотувального обладнання нагромаджувати до 40–50 м полотна.

У разі виробництва лінолеуму або транспортних стрічок на тканий основі або в разі армування одержуваного полотна кордними нитками між вальцями й каландром установлюють розмотувальне устаткування обладнання, компенсатор і зшивальну машину, потрібні для з'єднання кінців основи.

Автоматизований контроль роботи всіх машин лінії здійснюється із загального пульта, а керування роботою окремої машини ведеться з пульта оператора на кожному робочому місці. Синхронізація швидкості робочих органів усіх машин лінії здійснюється автоматично відповідно до швидкості видачі полотна каландром. Виникнення аварійних ситуацій упереджується спеціальними запобіжними пристроями на кожному робочому місці.

Продуктивність лінії має бути узгоджена з продуктивністю кожної окремої машини.

Технологічні лінії для перероблення пластичних мас на базі валкових машин представляють собою комплект складальних одиниць, об'єднаних цільовим призначенням у єдиний функціональний ланцюжок (основні етапи виробництва плоских виробів з гумових сумішей подібні до відповідних етапів виготовлення аналогічних виробів із пластмас, хоча деякі технологічні операції й конструктивні рішення обладнання мають певні особливості).

Одним з основних видів полімерних матеріалів, використовуваних для одержання різних рулонних виробів, є композиції на основі полівінілхлориду з додаванням пластифікаторів і наповнювачів.

На рис. 1.1 наведено схему лінії для виготовлення азбестонаповненого лінолеуму на основі полівінілхлориду одношарового гладкого й тисненого за товшки  $2 \pm 0,1$  мм або двошарового (другий шар – плівка з друкованим декоративним малюнком) за товшки  $1,8 \pm 0,1$  мм і завширшки  $1800 \pm 10$  мм. Робочі швидкості всіх механізмів і задані температури в теплових зонах під час роботи лінії підтримуються автоматично [8].

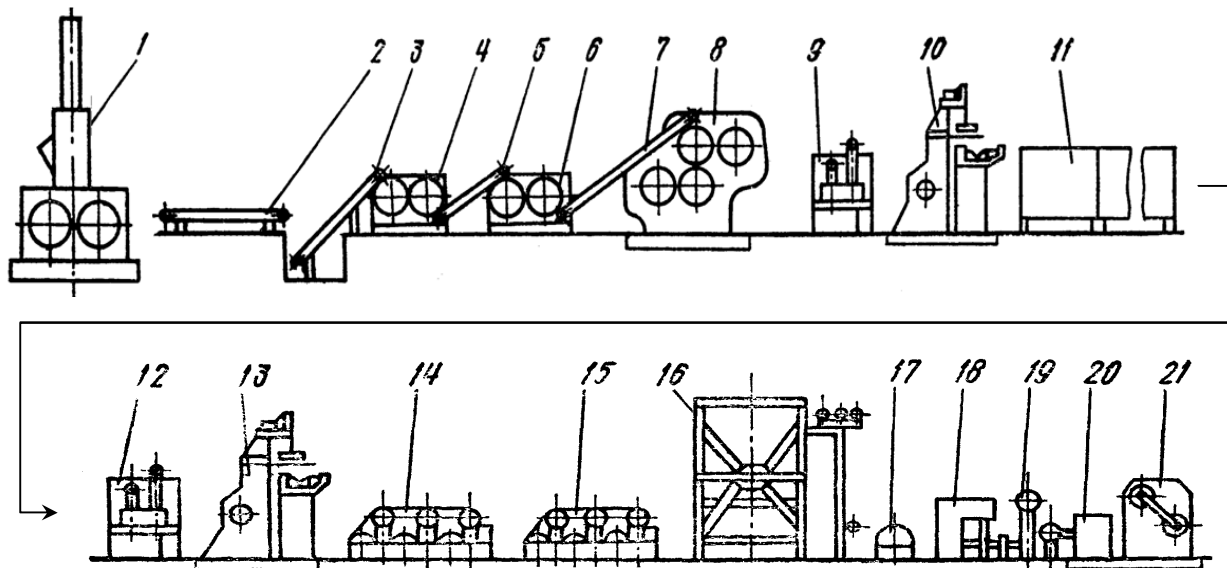


Рис. 1.1. Схема технологічної лінії для виготовлення азбестонаповненого лінолеуму на основі полівінілхлориду: 1 – змішувач; 2 – горизонтальний конвеєр; 3, 5 – похилі конвеєри; 4 – змішувальні вальці; 6 – змішувально-підігрівальні вальці; 7 – хитний транспортер; 8 – каландр; 9, 12 – розмотувальні пристрої; 10, 13 – тиснильно-дублювальні пристрої; 11 – термокамера; 14, 15 – охолоджувальні пристрої; 16 – багатопетльовий компенсатор; 17 – пристрій контролю товщини; 18 – пристрій обрізання крайок; 19 – пристрій відбору крайок; 20 – пристрій поперечного різання; 21 – намотувальний пристрій

Згідно із заданою рецептурою вихідні матеріали з відділення підготовки сировини надходять до відділення перероблення на завантаження у два змішувачі 1 (на рис. 1.1 показано один змішувач). У змішувачах, які працюють зазвичай зі зсувом у часі, вихідні матеріали перемішуються й пластикуються. Отримана маса вивантажується на горизонтальний конвеєр 2 і з похилого кон-

веєра 3 надходить у центр валків вальців 4. На вальцях маса багаторазово пропускається крізь міжвалковий проміжок і поступово переміщуються від середини робочого валка (валка, на якому під час вальцювання перебуває оброблювана композиція) до країв, а потім знімається з країв робочого валка та у вигляді двох стрічок конвеєрами 5 подається на другі вальці 6. На других вальцях маса провальцюється, поступово переміщаючись від країв робочого валка до його середини, а потім із середини валка у вигляді однієї стрічки хитним транспортером 7 подається на каландр 8. Хитний транспортер рівномірно укладає стрічку матеріалу вздовж першого (завантажувального, живильного) міжвалкового проміжку каландра. Потім ТпМ послідовно проходить крізь декілька міжвалкових проміжків, кількість яких визначається кількістю валків каландра, і виходить у вигляді остаточно відформованого полотна заданої товщини. Установлені на третьому валку каландра дискові ножі обрізають крайки лінолеуму, які стрічковим транспортером повертаються в перший проміжок каландра й змішуються зі свіжою масою, що надходить з других вальців.

З каландра лінолеум конвеєром подається в тиснильно-дублювальний пристрій 10, де дублюється із плівкою, що надходить із розмотувального пристрою 9 і має друкований декоративний малюнок. На пристрої 10 також може здійснюватися тиснення малюнка на поверхні рулонного виробу. Для зняття внутрішніх напружень у матеріалі лінолеум надходить до термокамери 11.

Для розширення технологічних можливостей лінії до її складу включають другий розмотувальний 12 і тиснильно-дублювальний 13 пристрої. Охолоджувальні пристрої 14 і 15 знижують температуру полотна лінолеуму до температури, заданої технологічним регламентом. Охолоджене полотно крізь багатопетльовий компенсатор 16 надходить у пристрій контролю товщини 17, який здійснює безперервний автоматичний контроль і реєстрацію товщини лінолеуму, а також сигналізує про відхилення товщини виробу від номінального значення.

Після контролю товщини полотна полімеру направляється в пристрій обрізання крайок 18, де йому надається задана ширина, а потім проходить крізь пристрій відбору крайок 19, у якому обрізані крайки намотуються в рулони й видаляються за межі лінії для повторного перероблення. У пристрої поперечного різання 20 з поверхні відформованого виробу знімають заряди статичної електрики. Після намотування рулону заданої довжини в намотувальному пристрої 21 за командою лічильника метражу періодично проводиться поперечне різання. Потім вмикається привід тягнучих валків пристрою поперечного різання й полотно лінолеуму потрібної довжини, контрольованої лічильником метражу, надходить на сковзало.

За командою лічильника метражу сковзало піднімається й подає край полотна лінолеуму до оправки намотувального пристрою для заправлення. Заправлена оправка з позиції заправлення (нижньої) повертається в позицію

намотування (верхню), а готовий намотаний рулон переходить у нижню позицію для знімання.

Під час роботи намотувального пристрою рухома рама багатопетльового компенсатора перебуває в нижньому положенні, при цьому сельсинний датчик багатопетльового компенсатора керує намотувальним пристроєм. За умови зупинки намотувального пристрою на час поперечного різання й заправлення сельсинний датчик багатопетльового компенсатора перемикається на керування швидкістю підйому рухомої рами компенсатора й нагромадження полотна лінолеуму.

Поперечне різання лінолеуму, зняття готового рулону лінолеуму та установа порожньої оправки в намотувальному пристрої, що замикає лінію, не порушують безперервності технологічного процесу на ній завдяки багатопетльовому компенсатору, який у цей час нагромаджує лінолеум.

Лінія, що розглянута, дає уявлення про виробництво виробів із пластмас на базі валкових машин. Технологічні лінії залежно від призначення можуть видозмінюватися.

## **1.2. Конструктивні особливості роторних змішувачів закритого типу з овальними роторами. Фізична модель процесу змішування**

Першою одиницею технологічного обладнання ліній на базі валкових машин є роторні змішувачі закритого типу з овальними роторами [9, 10].

Приготування пластмасових мас і гумових сумішей є найбільш відповідальним й трудомістким процесом перероблення пластмас і гум у вироби. Для виготовлення виробів із заданими експлуатаційними властивостями полімер або каучук змішують з різними інгредієнтами, які вводяться в суміш у певному масовому співвідношенні та визначеній послідовності. Залежно від призначення інгредієнти пластичних мас і гум поділяють на пластифікатори (пом'якшувачі), наповнювачі, протистарителі, барвники, активатори, вулканізуювальні речовини, прискорювачі вулканізації та ін. Якість суміші залежить від рівномірності розподілу в ній компонентів і визначається, крім того, її здатністю перероблятися без передчасної деструкції (для пластичних мас) і вулканізації (для гумових сумішей).

Змішування полімеру або каучуку з компонентами може здійснюватися періодично або безперервно. Найбільшого поширення, особливо у великотоннажних виробництвах, набув перший спосіб. Він характеризується тим, що компоненти суміші перемішуються доти, поки не буде досягнуто певного ступеня однорідності суміші.

Періодичні процеси змішування відбуваються в одну або дві стадії. Під час одностадійного змішування кожна закладка суміші оброблюється за один прийом, а під час двостадійного – спочатку готують суміш без компонентів,

які мають розподілятися в ній безпосередньо перед формуванням напівфабрикату або виробу (наприклад, прискорювачі вулканізації або вулканізуювальні речовини), а після вивантаження суміші із змішувача та її охолодження відбувається друга стадія, результатом якої є кінцева суміш, яка і визначає властивості майбутнього виробу.

Продуктивність одностадійного змішування при використанні одного й того самого змішувача вища, ніж двостадійного, оскільки виключається розвантажування та охолодження проміжної суміші, а також її подальше завантажування й розігрівання. Проте двостадійний процес сприяє поліпшенню фізико-механічних властивостей і характеристик готових сумішей, особливо на основі високов'язких полімерів і жорстких каучуків з активними наповнювачами.

Пласто- і гумозмішувачі періодичної дії за конструктивними ознаками поділяють на такі групи:

а) за формою роторів (змішувальних робочих органів) – з овальними, циліндричними, тригранними, чотиригранними й шевронними роторами;

б) за конструкцією приводу роторів – з груповим та індивідуальним приводом;

в) за способом вивантаження готової суміші: крізь бокову стінку змішувальної камери; за допомогою нижнього затвору з пневматичним або гідравлічним приводом; за допомогою нижніх відкидних дверцят;

г) за частотою обертання ротора – на швидкохідні (частота обертання  $40\text{--}80\text{ хв}^{-1}$ ) і тихохідні ( $20\text{--}30\text{ хв}^{-1}$ ).

Найбільшого поширення в техніці перероблення пластмас і гумових сумішей у виробі набули змішувачі періодичної дії з овальними роторами (рис. 1.2).

На станині 1 монтується корпус змішувача, основою якого є робоча камера 2, усередині якої назустріч один одному обертаються встановлені в підшипниках 20 ротори 3. Робоча камера має два вікна: верхнє для завантажування вихідних компонентів, яке закривається верхнім затвором 10, і нижнє для вивантаження готової суміші, яке закривається нижнім затвором 12. Затвори керуються силовими циліндрами 7 і 13. Завантажувальна лійка 5 має засувку 6, що керується циліндром 4. Ротори споряджено системою водяного охолодження. Робоча камера охолоджується водою за допомогою колектора 11. Для збільшення поверхні теплообміну зовнішню поверхню камери виконують ребристою. Ротори через з'єднувальну муфту 21 обертаються від індивідуального (на кожний ротор) або групового (для обох роторів) електродвигуна.

Завантажування компонентів суміші у камеру в певній послідовності здійснюється крізь завантажувальну лійку, після чого завантажувальне вікно закривається верхнім затвором для запобігання видаленню суміші з камери під час роботи змішувача. За подальшого обертання роторів компоненти су-

міші переміщуються між зовнішніми поверхнями роторів і внутрішньою поверхнею робочої камери. На робочі поверхні роторів і внутрішню поверхню змішувальної камери з метою підвищення їхньої зносостійкості наносять спеціальний покрив. Після закінчення змішування обертання роторів стає повільним, відкривається нижній затвор, і готова суміш під дією роторів видавлюється із змішувальної камери.

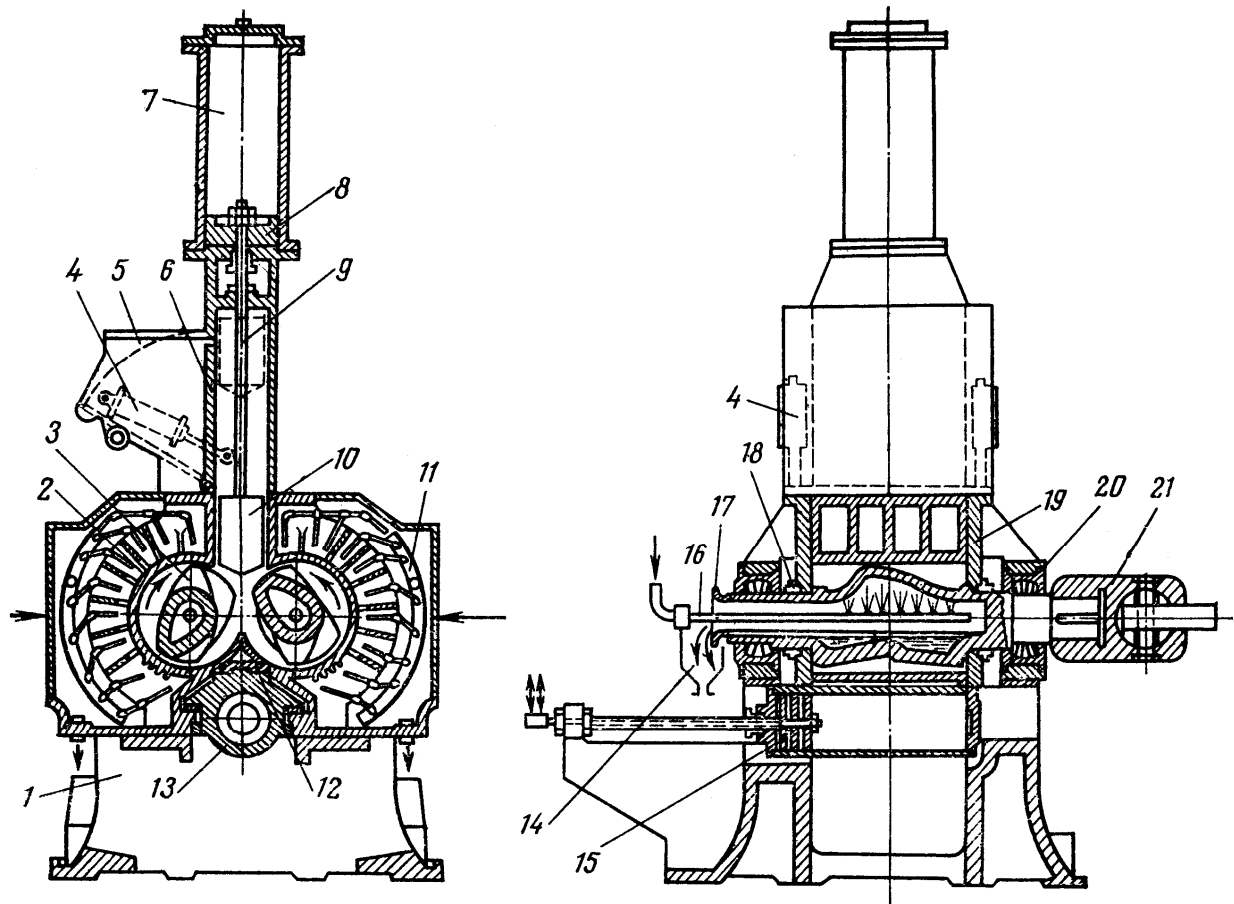


Рис. 1.2. Змішувач періодичної дії з овальними роторами: 1 – станина; 2 – корпус камери; 3 – ротор; 4 – циліндр керування засувкою завантажувальної лійки; 5 – завантажувальна лійка; 6 – засувка; 7 – силовий циліндр керування верхнім затвором; 8 – поршень силового циліндра верхнього затвора; 9 – шток верхнього затвора; 10 – верхній затвор; 11 – водяний колектор; 12 – нижній затвор; 13 – циліндр нижнього затвора; 14, 16, 17 – елементи підведення й відведення охолоджувальної води; 15 – поршень силового циліндра верхнього затвора; 18 – ущільнення роторів; 19 – бокова стінка камери; 20 – підшипник; 21 – з’єднувальна муфта

Змішування компонентів супроводжується інтенсивним тепловиділенням, тому для відведення зайвої теплоти змішувач має систему охолодження. Для відсмоктування газів і пилу, що проникають крізь ущільнювальні пристрої й відкидні дверцята завантажувальної лійки, над останньою встановлюють витяжний зонт, з’єднаний із системою вентиляції цеху.



Основними конструктивними параметрами змішувачів цього типу є вільний об'єм змішувальної камери (тобто її внутрішній об'єм за винятком об'єму, що займають ротори), частота обертання роторів (або частота обертання швидкохідного ротора і фрикція – відношення частот обертання швидко- й тихохідного роторів), довжина й діаметр робочої частини кожного ротора, а також розташування приводу роторів.

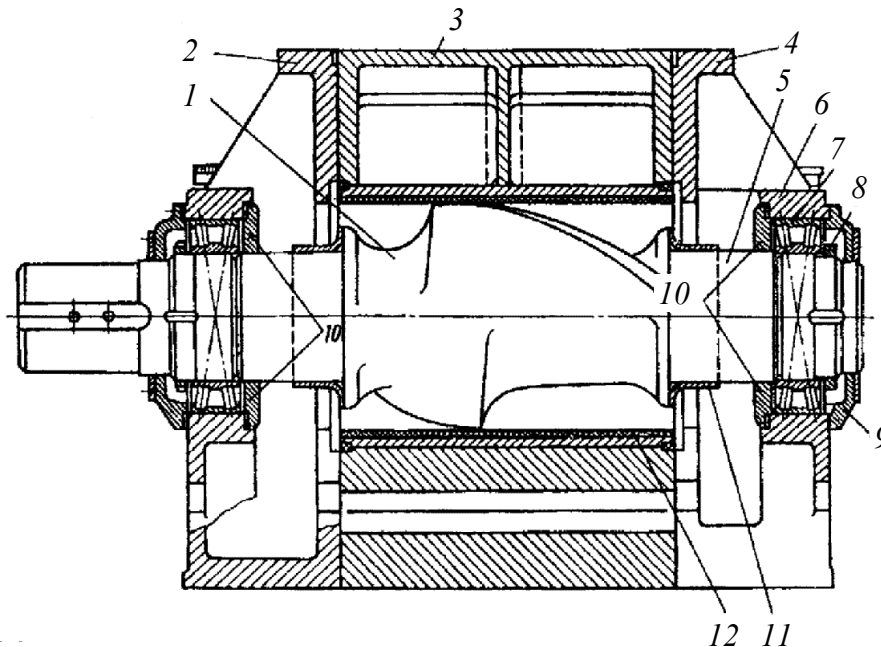


Рис. 1.3. Розташування овального ротора в робочій камері змішувача: 1 – ротор; 2, 4 – бокові стінки камери; 3 – корпус змішувальної камери; 5 – шийка ротора; 6 – корпус підшипника; 7 – підшипник; 8 – гайка; 9 – кришка підшипника; 10 – ущільнення; 11 – ущільнювальна втулка; 12 – внутрішній зносостійкий покрив камери

ГОСТ 11996–79Е «Резиносмесители периодического действия. Общие технические условия» регламентує основні параметри й розміри гумозмішувачів з вільним об'ємом камери від 4,5 до 630 дм<sup>3</sup>, маса і потужність приводного електродвигуна яких коливається від 3 до 190 т і від 37 до 4000 кВт, відповідно.

Змішувачі виготовляють у двох виконаннях – з лівим або правим розташуванням приводу (з боку відкидних дверцят завантажувальної лійки).

Умовне позначення змішувача має містити такі відомості: вільний об'єм змішувальної камери, номінальну частоту обертання швидкохідного ротора й розташування приводу (П – праве, Л – ліве). Наприклад, умовне позначення гумозмішувача з вільним об'ємом змішувальної камери 250 дм<sup>3</sup>, частотою обертання швидкохідного ротора 20 хв<sup>-1</sup>, і правим розташуванням приводу має вигляд: *Резиносмеситель 250/20-П ГОСТ 11996–79*.

У початковий період процесу змішування вихідні компоненти суміші розшаровуються один відносно іншого неупорядковано, займають весь віль-

ний об'єм робочої камери й горловину завантажувального отвору. За рахунок зусилля з боку силового циліндра керування верхнім затвором і під дією власної ваги верхній затвор чинить тиск на суміш. Фігурні ротори обертаються назустріч один одному і втягують усі компоненти у складний рух. Завдяки овальній формі роторів між їхньою зовнішньою поверхнею і внутрішньою поверхнею змішувальної (робочої) камери утворюються серпоподібні зони, у яких в основному й відбувається деформація суміші. За рахунок сил тертя на робочих поверхнях роторів і стінок камери суміш надходить у вузький проміжок між гребенями роторів і стінками камери. Овальна форма роторів, а також гвинтове розташування їхніх лопатей інтенсифікують процес змішування. При цьому утворюється рух компонентів не тільки по концентричних колах, але й в радіальному та осьовому напрямках. Деформування суміші відбувається як у просторі між роторами, так і між циліндричними частинами роторів і стінками камери, а також зовнішніми поверхнями затворів.

Розрізняють звичайне й диспергувальне змішування. За звичайного змішування не відбувається зменшення розмірів частинок компонентів, а за диспергувального ці частинки руйнуються. Диспергувальне змішування характерне для приготування в першу чергу гумових сумішей, коли відбувається подрібнення агломератів наповнювача (зазвичай технічного вуглецю) на окремі колоїдні частинки. При цьому механічна потужність витрачається не тільки на просторовий перерозподіл частинок, але й на їх подрібнення.

На початку процесу, коли температура суміші ще не підвищилася до температури плинності полімеру або каучуку, компоненти перетираються й поступово розігріваються. Розподілення дисперсної фази в полімері або каучуку супроводжується зменшенням об'єму, який займає оброблювана суміш: верхній затвор опускається й займає нижнє положення, замикаючи змішувальну камеру. Потім настає момент, коли утворюється груба суміш, яка займає не весь вільний об'єм камери. Наявність у камері вільного від оброблюваної суміші простору сприяє кращому змішуванню її компонентів.

За рахунок різних частот обертання роторів суміш безперервно переходить з однієї частини камери (півкамери) в іншу. Осьовий рух суміші регулюється боковими стінками камери (боковинами): зустрічаючись з ними, суміш розвертається й рухається у зворотному напрямку.

### **1.3. Конструктивні особливості валкових машин**

Валкові машини є базовими в технологічних лініях. Їхніми основними робочими органами є валки, які виконують зазвичай однакового діаметра. Валки обігріваються (здебільшого під час перероблення пластмас) або охолоджуються (зазвичай під час перероблення гумових сумішей) та обертаються назустріч один одному з однаковими або різними коловими швидкостями [11].

Геометричні розміри машини, температура поверхні робочих органів,

величина проміжку між валками і швидкість їх обертання залежать від технологічного регламенту перероблення композиції й потрібної продуктивності.

Валки, станини та інші несучі вузли валкової машини повинні мати достатню міцність і жорсткість, а система теплопостачання має забезпечувати рівномірне температурне поле й точність його підтримки на всій робочій поверхні кожного з валків.

До типових валкових машин для перероблення полімерних матеріалів належать вальці й каландри. На підготовчих операціях для змішування, підігрівання і пластикації матеріалу застосовують вальці. Для остаточного формування листових, рулонних і плівкових матеріалів застосовують каландри різних типів. Крім того, існують валкові машини спеціального призначення, до яких належать тиснильні й гладильні каландри, розмелювальні і дробильні вальці, машини з плавильними валками для нанесення покриттів (каширувальні машини), валкові екструдери, валкові преси для виробництва багатошарових листових матеріалів і т.д. (рис. 1.4 [10]).

Комплектність технологічних ліній зазвичай передбачає послідовну установку вальців для змішування й підігрівання перероблюваної полімерної композиції й каландрового агрегату для остаточного формування готового виробу.

На валкових машинах реалізують такі операції як листування, тиснення, обкладання, промазування, дублювання і профілювання.

Перевагами валкових машин є велика продуктивність на одиницю капіталовкладень і висока якість кінцевого продукту; простота здійснення контролю якості виробів; вільний доступ до робочих органів машини; незначні витрати часу на зміну товщини одержуваних виробів без заміни обладнання для калібрування (регулюванням величини міжвалкового проміжку).

Висока якість виробів, одержуваних на валкових машинах, зокрема методом каландрування, є результатом того, що перероблення композиції на каландрі здійснюється у відкритому просторі (волога й газоподібні продукти розкладання можуть вільно видалятися) за відносно низьких температур, причому час впливу робочих органів (зокрема в одному або декількох міжвалкових проміжках) на полімер достатньо малий.

Застосування каландрів найбільше ефективно для виготовлення плівкових матеріалів середньої товщини (0,05–0,80 мм), а також рулонних і листових матеріалів з великою кількістю наповнювача (лінолеум, плитка).

Сучасні розробки дали змогу намітити низку перспективних напрямків проектування валкового обладнання для перероблення полімерних матеріалів. Це насамперед збільшення продуктивності машини за рахунок підвищення швидкостей каландрування до 200–250 м/хв, підвищення якості виробів у результаті більш точного регулювання температурного режиму валків, зменшення різнотовщинності готового матеріалу вздовж твірної бочки валка, удосконалення основних вузлів машини, а також системи приводу й терморегулювання.

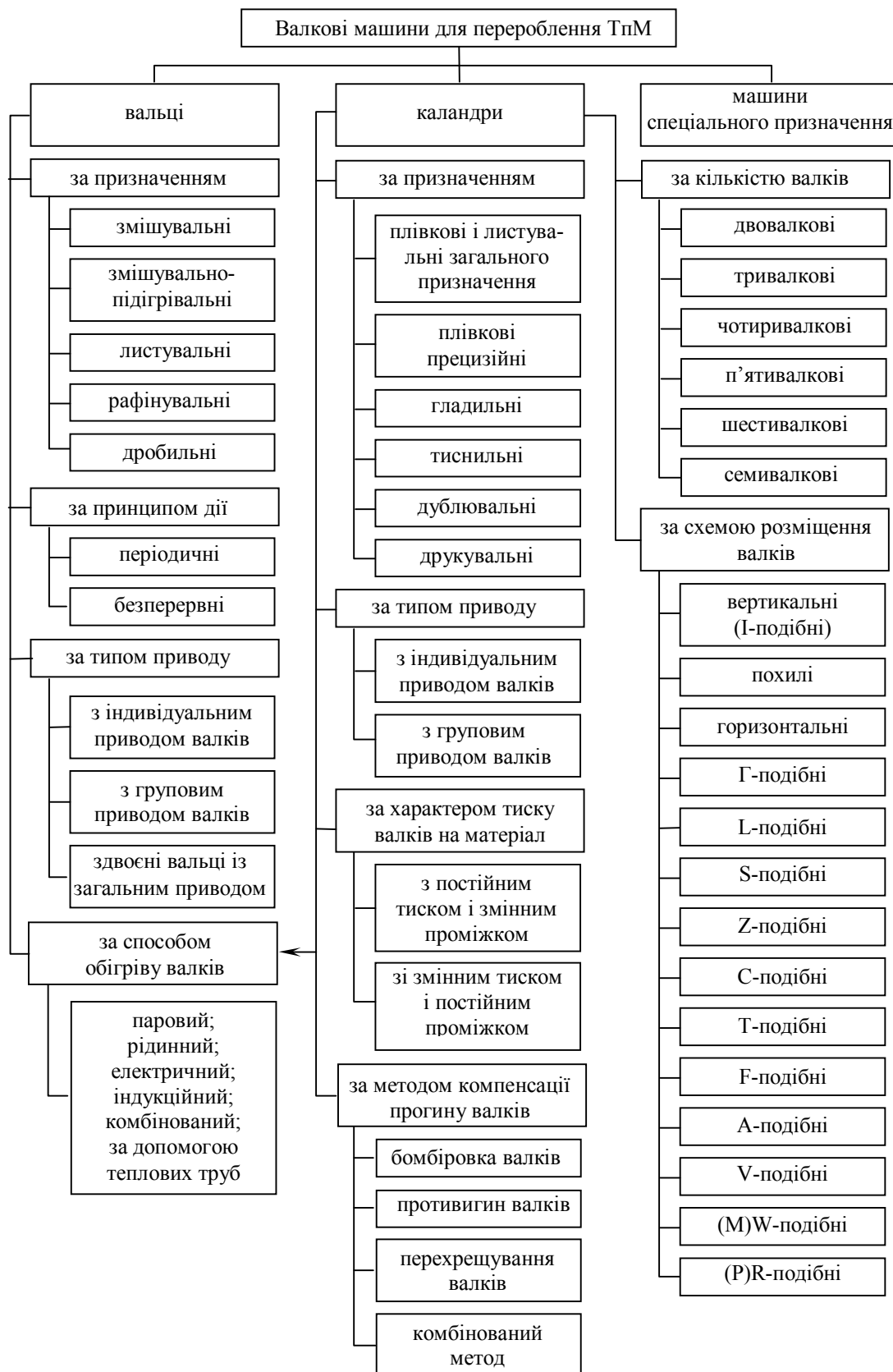


Рис. 1.4. Класифікація валкових машин для перероблення ТпМ

Комплексне вирішення проблем, пов'язаних зі збільшенням швидкості перероблення й підвищенням якості готових виробів, потребує створення обґрунтованих методик розрахунку проектного обладнання.

Каландри й вальці для перероблення пластмас і гумових сумішей мають ряд типових вузлів і обладнань, що характеризують цей клас обладнання: валки, валкові підшипники та їхні корпуси, механізми регулювання міжвалкового проміжку й компенсації прогину валків (тільки для каландрів), системи терморегулювання валків, системи змащування, обмежувальні стріли, ножі для обрізання крайок, аварійні й запобіжні пристрої, станини, фундаментні плити, привід і т.д.

Як уже було зазначено, основними робочими органами валкових машин є обігрівні або охолоджувані валки.

Робочу поверхню валків каландрів виконують гладкою або з рисунком для тиснення на одному з валків останнього (калібрувального) проміжку, а вальців – гладкою або рифленою для дроблення або рафінування [12].

Конструкція валка має забезпечувати його високу жорсткість, твердість і зносостійкість його робочій поверхні, яка при цьому також має бути стійкою до дії хімічних реагентів, що містяться в перероблюваному матеріалі, зокрема бути корозійностійкою, а система терморегулювання має забезпечувати рівномірну температуру на робочій поверхні валка й точність її підтримки в заданих границях, що потрібно для забезпечення рівнотовщинності виробів (плівок, рулонних матеріалів, листів) з високими фізико-механічними властивостями.

Для забезпечення потрібної жорсткості валка довжину його бочки беруть не більше 2,5...4,0, а довжину шийки – 0,4...0,5 від діаметра бочки валка.

Валки валкових машин виготовляють з чавунного або сталевих литва. Незважаючи на певні недоліки чавуну (малий модуль пружності під час розтягу, неоднорідна структура тощо), його достатньо широко застосовують для виготовлення валків. Технологія одержання заготовки чавунного валка литтям у металеву вертикальну форму (кокіль) дає можливість одержувати на робочій поверхні бочки високу твердість за рахунок утворення на ній вибіленого шару завглибшки 8–25 мм і твердістю (42–65)HRC.

У каландрах, призначених для виготовлення плівкових матеріалів, завдяки більш високим фізико-механічним властивостям широкого поширення набули сталеві валки. Це обумовлено більшим опором матеріалу валка дії розпирних зусиль, що спричиняють прогин валка, завдяки великому модулю пружності сталі, більшій твердості робочої та опорних поверхонь валка, що дає можливість застосовувати компактні підшипникові вузли, сталі з більшою теплопровідністю, а також можливості досягнення високого ступеня чистоти поверхні.

Застосування сталевих валків для переробки полімерних матеріалів на

основі ПВХ смоли обмежено через значну адгезію між валком і ПВХ-композицією, що містить велику кількість пластифікатору. Для зменшення адгезії робочу поверхню валка хромують або наплавляють на ній захисний шар з вольфрамомолібденової сталі. Виготовлення всього валка із хромонікелевої або хромомолібденової сталі доцільно тільки в технічно обґрунтованих випадках через значне збільшення вартості обладнання. Тому сталеві валки зазвичай застосовують лише для перероблення непластифікованого ПВХ.

Міцність сталевих валків з хромомолібденової сталі істотно перевищує міцність чавунних валків. Крім того, одержувана твердість робочої поверхні сталевих валків може бути вище, ніж твердість поверхні чавунних валків. Це зменшує зношування та пошкодження валків під час їх експлуатації. Якщо твердість робочої поверхні валка з чавуну становить (42...55)HRC, то твердість загартованих сталевих валків досягає (50...55)HRC. Аналіз існуючих технічних рішень показує, що в більшості випадків валки каландрів мають твердість 50HRC.

Після загартування робочу поверхню валків шліфують і полірують.

Продуктивність валкових машин, а також якість одержуваної продукції залежить від геометричних розмірів валків і температурного режиму перероблення.

Система терморегулювання валка має забезпечувати рівномірне температурне поле на його робочій поверхні. Обігрівання робочої поверхні бочки валка здійснюють переважно рідким теплоносієм (водою, високотемпературним органічним теплоносієм) або водяною парою, а охолодження – рідким холодоагентом (зазвичай водою). Набагато рідше використовують валки з електричним або індукційним обігрівом, обігрівом тертям фрикційного матеріалу по внутрішній поверхні бочки валка, комбінованим (наприклад, електропаровим, електрорідинним або електроіндукційним) обігрівом та ін.

Найбільш простим за конструкцією та експлуатацією є валок з центральним отвором змінного діаметра, всередину якого подається теплоносій (рис. 1.5). Недоліками такої конструкції є значні термічні напруження, що виникають у матеріалі валка, і зниження температури на 10–15 °С біля торців його бочки, що погіршує якість готового продукту й потребує зменшення ширини перероблюваного матеріалу до 25 % від довжини бочки валка. Для компенсації теплових втрат на торцях валка іноді застосовують спеціальний вузол для підведення теплоносія, а також вдаються до інших заходів [12].

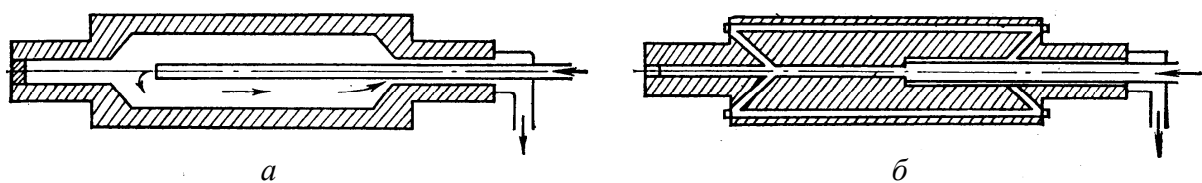


Рис. 1.5. Схеми валків з центральною порожниною (а) і з периферійними каналами (б)

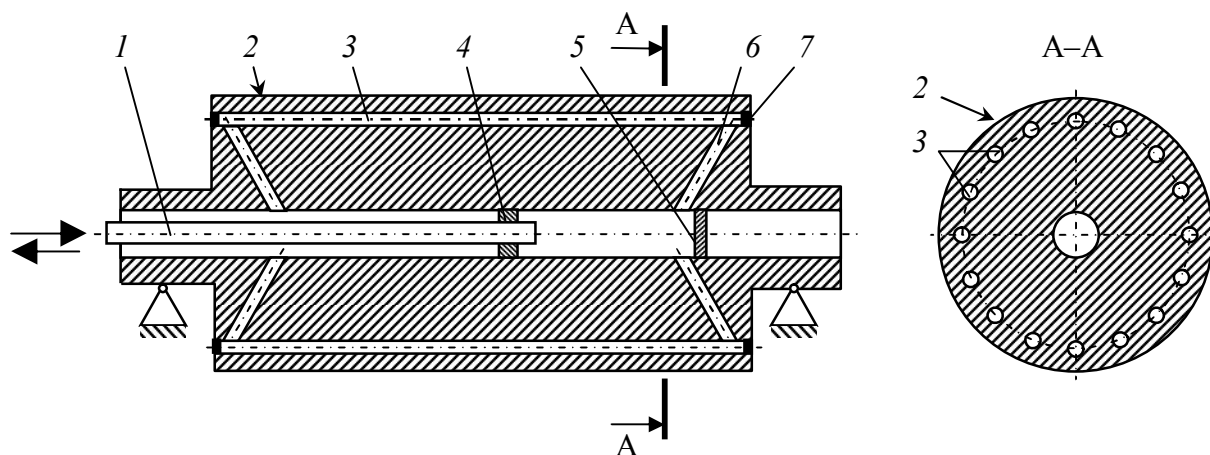


Рис. 1.6. Схема валка з периферійними каналами: 1 – труба для подачі теплоносія; 2 – робоча поверхня бочки валка; 3 – периферійний канал; 4 – поршень; 5 – заглушка; 6 – похилий канал; 7 – пробка периферійного каналу

Найбільш поширеним натеper є обігрівання валків рідким теплоносієм, що подається в канали, просвердлені по периферії валка поблизу робочої поверхні (рис. 1.5, 1.6). Розташовують периферійні канали, діаметр яких становить 30–40 мм, на відстані 25–60 мм від поверхні валка під вибіленим шаром.

У великогабаритних валках діаметром понад 660 мм кожний з периферійних каналів сполучається з центральним отвором, а у валках меншого діаметра канали об'єднують у секції зазвичай по три в кожній, забезпечуючи раціональні умови для нагрівання й контролювання температури поверхні валка. При цьому у валках з довжиною бочки валка понад 2400 м для усунення нерівномірності температурного поля вздовж бочки валка реалізують рух теплоносія в сусідніх периферійних каналах як постійного, так і змінного поперечного перерізу в протилежних напрямках.

Похилі канали для входу і виходу теплоносія (а також з'єднувальні ділянки у випадку об'єднання периферійних каналів між собою в секції) забезпечують більш інтенсивне обігрівання торців валка й мінімальний перепад температури на робочій поверхні.

Найбільш ефективним теплоносієм, застосовуваним у валках з периферійними каналами за температури перероблення до 200–220 °С, є перегріта вода. За більшої температури застосування даного типу теплоносія ускладнене внаслідок значного тиску в комунікаціях (до 3,2 МПа).

Для нагрівання валків до температури понад 200–220 °С рекомендується застосовувати високотемпературні органічні теплоносії (ВОТ), які забезпечують нагрівання робочої поверхні валка до потрібної температури за тиску не більше 0,3 МПа. У той же час, у зв'язку з низькою масовою теплоємністю й необхідністю збільшення швидкості руху теплоносія застосування ВОТ за температур до 200 °С недоцільно. Під час вибору цих теплоносіїв варто врахо-

увати, що деякі з них вибухонебезпечні, токсичні, а їхня висока текучість потребує складних ущільнювальних пристроїв.

Таким чином, аналіз існуючих систем теплопостачання валків показує, що в серійних валкових машинах найчастіше застосовують рідинні системи теплозабезпечення. Найпоширенішими є валки з периферійними отворами для підведення теплоносія. Такі валки мають менший термічний опір, малу інерційність і краще регулювання обігріву. Мінімальний перепад температури на поверхні валка можна забезпечити раціональним вибором витрати теплоносія та його температури відповідно до властивостей перероблюваного матеріалу і швидкостей вальцювання й каландрування.

У табл. 1.1 наведено основні геометричні характеристики вітчизняних валків каландрів і вальців зазначеної конструкції.

Таблиця 1.1. Геометричні характеристики вітчизняних валків з периферійними каналами

Діаметр бочки валка, мм	500	660	710		850	950
Довжина бочки валка, мм	1250	2100	1800	2800	2400	2800
Кількість периферійних каналів, шт	18	24			32	34
Діаметр периферійних каналів, мм	35					
Відстань між периферійними каналами по дузі кола, мм	70	75	72	75	72	73
Діаметр розташування осей периферійних каналів, мм	400	570	550	570	730	790
Діаметр центрального отвору бочки валка, мм	120	150			180	200

Режим роботи нагрівальних систем валків під час перероблення ТпМ залежить від їхнього призначення й конструкції, принципу дії валкової машини, співвідношень температур і лінійних швидкостей робочих поверхонь валків, властивостей перероблюваного ТпМ, матеріалу валків, властивостей теплоносія й низки інших чинників.

Під час розрахунку нагрівальних систем потрібно враховувати, що на валках вальців безперервної дії й каландрів ТпМ постійно оновлюється й нагрівальні системи зазвичай працюють в одному режимі – підведення або відведення теплової енергії. На вальцях періодичної дії ТпМ переробляється тривалий час, причому в початковий період відбувається розігрів матеріалу до температури перероблення за умови підведення теплової енергії від нагрівальної системи, а під час пластикації матеріалу надлишок теплоти, що виділяється в міжвалковому проміжку в результаті дисипації механічної енергії під час деформації зсуву, потрібно відводити. Максимальне виділення енергії дисипації спостерігається біля поверхні валків у межах зони деформування.

У каландрах, призначених для одержання виробів із пластичних мас, валкові підшипники працюють у більш важких температурних умовах, ніж у ка-



ландрах, призначених для одержання виробів з гуми. Це пов'язано з тим, що температура перероблення пластмас трохи вища за температуру перероблення гуми й потребує більш інтенсивного обігріву їхніх робочих органів. На якість одержуваних виробів та енергосилові характеристики процесу перероблення впливають, як уже було зазначено, конструкція й геометричні розміри валків, їхні швидкість обертання й температура, величина міжвалкового проміжку, а також температура, реологічні й теплофізичні властивості ТпМ. Зміна хоча б одного з вихідних параметрів може істотно вплинути на кінцевий результат.

Оптимальна комбінація всіх факторів, що впливають на процес вальцювання або каландрування, дає можливість одержувати високоякісні вироби за умови максимального використання потужності встановленого обладнання. Ці питання можуть бути вирішені на основі математичного моделювання процесів перероблення ТпМ на валкових машинах з розробкою відповідних алгоритмів і програм розрахунків.

#### **1.4. Конструктивні особливості вальців.**

##### **Фізична модель процесу вальцювання**

Вальцюванням називається процес механічного й теплового оброблення термопластичних матеріалів з метою підвищення їхньої пластичності й гомогенності в проміжку між двома паралельними валками, що розташовані в горизонтальній площині та обертаються назустріч один одному. Внаслідок тертя та адгезії до поверхні валка матеріал, що завантажується, затягується в міжвалковий проміжок і багаторазово проходить крізь нього. Цапфи валків валкової машини опираються на підшипники, розміщені в станинах. Валки обертаються від загального або роздільного електроприводу через відповідні механічні передачі.

У проміжку між обертовими валками ТпМ піддається інтенсивним зсувним деформаціям і тиску з боку валків. При цьому проходить низка фізичних і хімічних перетворень, пов'язаних з розігріванням, перемішуванням і гомогенізацією термопластичної композиції,

Одночасне введення в міжвалковий проміжок полімеру або каучуку й різних твердих і рідких інгредієнтів дає можливість одержувати якісну суміш, яка в результаті регулювання температур валків та їх відносних швидкостей пристає до одного з валків.

Під час вальцювання здійснюється пластикація, змішування й підігрівання ТпМ, тобто попередня підготовка сировини до його подальшого перероблення, зокрема, на каландрі. На вальцях можуть здійснюватися процеси попереднього формування листової заготовки, а також дроблення, подрібнення й рафінування відходів.

Вальці класифікують за рядом характерних конструктивних або технологічних ознак (див. рис. 1.4).

Цикл перемішування на вальцях періодичної дії залежить від реологічних і теплофізичних характеристик перероблюваного ТпМ і закінчується за умови досягнення певного ступеня гомогенності композиції. На вальцях безперервної дії час перебування ТпМ на валках залежить від відстані між місцем завантаження матеріалу й місцем відбору його на наступну стадію перероблення.

Залежно від призначення вальців швидкості валків, що утворюють за-проміжок, можуть бути однакові або різні. Відношення швидкості валка, який обертається швидше, до швидкості більш повільного валка називають фрикцією (величину, обернену фрикції, називають коефіцієнтом фрикції). Фрикція може коливатися від 1,0 для листувальних вальців до 2,5...4,0 для дробильних та рафінувальних вальців.

У технологічних лініях оброблення ТпМ на вальцях періодичної дії за-звичай замінюється безперервним процесом, за якого завантаження суміші на вальці здійснюють з одного торця бочки валка, а відбір – з іншого. У деяких випадках залежно від технологічної схеми перероблення ТпМ завантаження вихідної суміші на вальці здійснюють з обох торців валка, а відбір – посередині, або завантаження – у центрі валка, а відбір – з обох його торців (рис. 1.7). Знімання готової полімерної композиції у вигляді неперервної стрічки, підрізування якої проводиться спеціальними ножами, здійснюють найчастіше з тихохідного валка з боку механізму регулювання величини міжвалкового проміжку. Після виходу з міжвалкового проміжку на ділянці завантаження матеріал покриває передній валок і знову вертається в міжвалковий проміжок, рівномірно розтікаючись по один або обидва боки завантажувальної ділянки (залежно від схеми завантаження вальців). На кожному оберті матеріал поступово просувається по спіралі до місця знімання його з вальців на похилий транспортер.

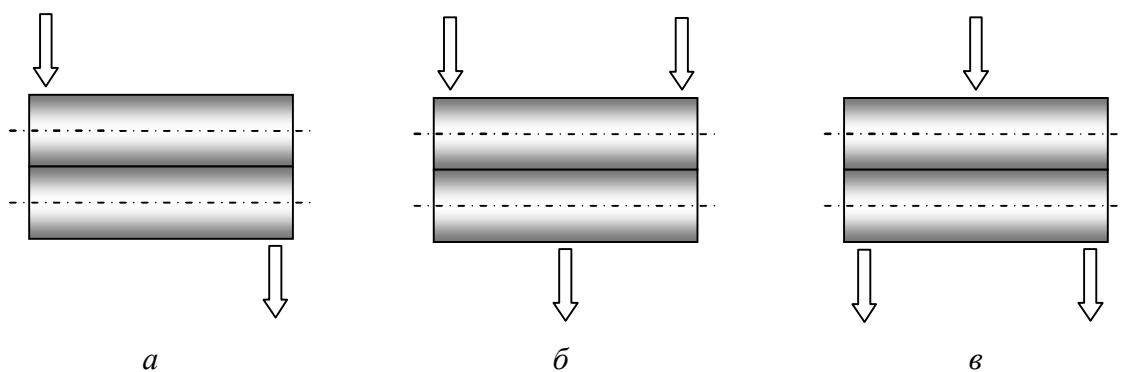


Рис. 1.7. Схеми завантаження-розвантаження вальців безперервної дії

Таким чином, під час безперервного вальцювання ТпМ послідовно проходить через ділянки міжвалкового проміжку, що чергуються із зонами контакту ТпМ з нагрітим до певної температури валком з одного боку і з навколишнім середовищем з іншого. При цьому температура матеріалу поступово збі-

льшується, що приводить до зменшення споживаної потужності по довжині валків і що потрібно враховувати під час параметричного розрахунку вальців й розрахунку їхніх елементів на міцність і жорсткість. З метою інтенсифікації змішування вальці споряджають різноманітними пристроями, наприклад під-різними, перемішувальними, клиновими [13].

Ступінь деформації ТпМ у проміжку можна змінювати регулюванням міжвалкового проміжку (ручним або електромеханічним способом) чи колових швидкостей валків. Найважливішою перевагою вальців є можливість одержання різних градієнтів швидкостей і напружень зсуву за рахунок регулювання міжвалкового проміжку.

Фізична модель вальцювання базується на гідродинамічній теорії перероблення полімерів, загальних теоріях змішування й теплообміну, які дають можливість вирішувати питання інтенсифікації процесу, пов'язати їх з геометричними розмірами робочих органів, швидкостями перероблення, властивостями перероблюваного матеріалу й параметрами теплоносія.

Вплив валків на ТпМ полягає у втягуванні його в проміжок, стисканні, інтенсивному зсуві та проштовхуванні суміші до виходу з міжвалкового проміжку.

Поблизу поверхні валка матеріал рухається майже паралельно їй, а поверхня валка є граничною лінією струму. На вході в проміжок спостерігається утворення області циркуляції матеріалу із замкненими або такими, що періодично руйнуються, лініями струму, яка називається обертовим запасом.

Поверхня обертового запасу ТпМ у зоні контакту з навколишньої середовищем має форму, близьку циліндричної, а на її поверхні спостерігаються викиди, розриви й відшарування окремих ділянок.

На вході в міжвалковий проміжок через наявність обертового запасу виникає протитечія. Після проходження мінімального міжвалкового проміжку релаксаційні властивості ТпМ й надлишок тиску в міжвалковому проміжку змушують матеріал переміщатися в напрямку зменшення тиску зі швидкістю, що перевищує лінійну швидкість поверхні валків. Ця зона називається зоною випередження. Після виходу з міжвалкового проміжку матеріал або знімається у вигляді стрічки з валка й надходить на наступну стадію перероблення, або разом з валком робить наступний оберт і повторно потрапляє в проміжок.

На рис. 1.8 наведено схему вальців для перероблення гумових сумішей, які відрізняються від вальців для перероблення пластмас у першу чергу груповим приводом валків, за якого крутний момент від приводного електродвигуна через редуктор і пару приводних шестерень передається на задній валок, а від нього за допомогою пари фрикційних шестерень – на передній валок, який обертається повільніше за задній.

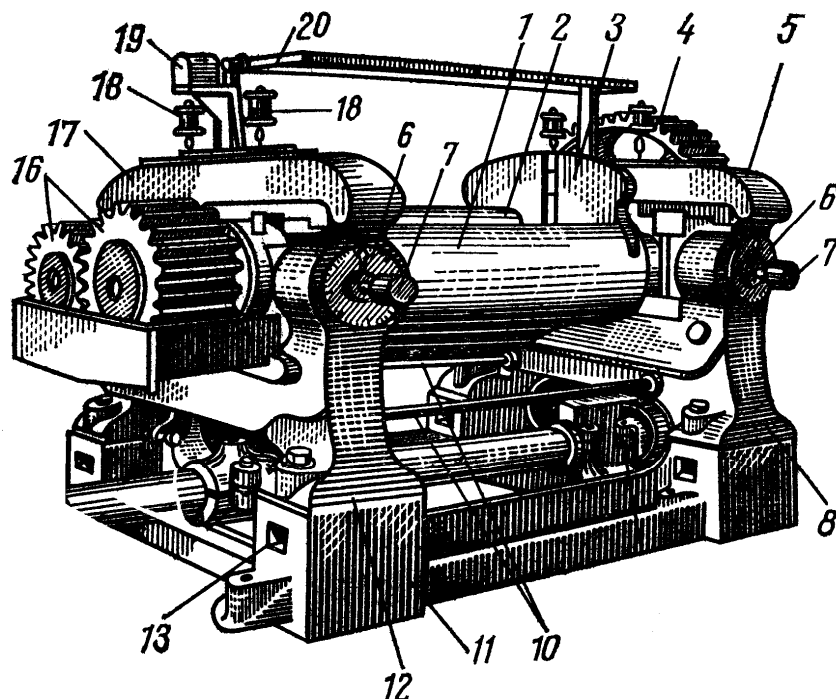


Рис. 1.8. Схеми вальців для перероблення гумових сумішей: 1, 2 – передній і задній валки; 3 – обмежувальна стріла; 4 – привідна шестірня; 5, 17 – траверси; 6 – ділильні диски; 7 – регулювальні гвинти; 8, 12 – елементи станини; 9, 14 – підшипники трансмісійного вала; 10 – тяги; 11 – фундаментна плита; 13 – монтажне вікно; 15 – трансмісійний вал; 16 – фрикційні шестерні; 18 – маслянки; 19 – аварійний вимикач; 20 – аварійна штанга

Співвідношення швидкостей і температур валків, що утворюють проміжок, значно впливає на характер і картину розподілу швидкісних і температурних полів. За умови симетричного процесу відносні швидкості руху частинок ТпМ у будь-якому перерізі проміжку мало відрізняються один від одного, зсувна деформація незначна, отже, і перемішувальний ефект цього процесу вкрай малий. За умови же несиметричного процесу деформація зсуву і перемішувальний ефект істотно зростають.

### 1.5. Конструктивні особливості каландрів. Фізична модель процесу каландрування

Каландрування – це процес безперервного формування виробів з термопластичних матеріалів під час одноразового проходження крізь один або декілька проміжків, утворених паралельними валками з горизонтальними поздовжніми осями. У результаті каландрування отримують плівкову, рулонну або листову нескінченну заготовку (виріб), товщину й ширину якої (якого) можна регулювати. За умови додаткової подачі в один із проміжків підкладки (рос. «подложки») здійснюється дублювання (за рівності швидкостей валків,

Каландри призначені для остаточного формування виробу з ТпМ, що пройшов стадію попереднього змішування і пластикації, і майже не використовуються як самостійні машини. Зазвичай вони входять до складу ліній для одержання рулонних матеріалів. Вибір каландра для комплектування ліній залежить від типу одержуваної продукції й призначення каландра. Каландри класифікують за різними ознаками (див. рис. 1.4), основними з яких є кількість валків і схема їх розташування, тип приводу та метод компенсації прогину валків.

Перероблюваний матеріал надходить у завантажувальний проміжок каландра за початкових температури та ентальпії. Під дією дисипативного виділення енергії в проміжку й за рахунок теплообміну з поверхнями валків, що утворюють проміжок, матеріал нагрівається. На інтенсивність дисипації впливають параметри процесу каландрування, реологічні й теплофізичні властивості перероблюваного ТпМ. Температура робочих поверхонь валків залежить від параметрів теплоносія в кожному з них. Аналогічний процес відбувається й у наступних проміжках. Під час руху ТпМ на валку від одного проміжку до наступного, а також перед зніманням виробу з останнього валка каландра температура ТпМ змінюється за рахунок теплообміну з навколишнім середовищем і з поверхнями валків. З останнього валка каландра відформований матеріал знімається з кінцевими температурою та ентальпією.

28

вання ТпМ спричиняють локальне підвищення температури за рахунок дисипації механічної енергії, що може призвести до термодеструкції матеріалу. Неправильний вибір параметрів теплоносія може стати причиною перегріву робочої поверхні валка й поверхневої термодеструкції ТпМ, а зниження температури валка – підвищення в'язкості ТпМ і збільшення споживаної потужності приводу.

На параметричні й теплові розрахунки каландра істотно впливає характер завдання температури поверхні валка. В окремих випадках інженерних розрахунків поверхню валка можна розглядати як ізотермічну, тобто взяти припущення про те, що в процесі роботи її температура дорівнює певній постійній величині й підтримується на цьому рівні системою теплозабезпечення протягом усього процесу перероблення.

Аналіз процесу каландрування показує, що робоча поверхня валка на холостому ході машини нагрівається до певної температури й підтримується на цьому рівні за рахунок системи теплозабезпечення. Інтенсивність нагрівання валка під час виходу каландра на режим або в процесі роботи залежить від конструкції валка, його розмірів і параметрів теплоносія. Під час контакту з матеріалом у міжвалковому проміжку робоча поверхня валка нагрівається за рахунок дисипативного виділення енергії. Після виходу з проміжку поверхня валка, покрита матеріалом, починає охолоджуватися. Інтенсивність охолодження вільної поверхні валка після сходу з неї матеріалу зростає. Під час усталеного процесу перероблення зростання температури поверхні валка в міжвалковому проміжку сумірна з величиною зниження температури в результаті охолодження поза проміжком. Залежно від інтенсивності дисипації енергії в проміжку й параметрів процесу системи теплозабезпечення кожного окремого валка каландра можуть працювати як у режимі нагрівання, так і в режимі охолодження. Така постановка завдання дає можливість більш точно проводити параметричні й теплові розрахунки.

Найцікавішими з наведених на рис. 1.4 є класифікація каландрів за кількістю валків і схемою їх розташування, що якнайбільш повно характеризує конструктивні, технологічні можливості агрегатів та їхнє призначення. При цьому схему каландра визначатиме сукупність відрізків, які проходять через поздовжні осі сусідніх валків у вертикальній площині. З огляду на цю класифікаційну ознаку при розгляді різних типів каландрів провідних фірм світу (рис. 1.10, 1.11), таких як Hermann Berstorff Maschinenbau Gmdh (торговельний знак Berstorff) – Німеччина (рис. 1.10, схеми 1–4, 7–9, 11, 14–23, 26, 27, 30, 32, 48, 49; рис. 1.11, схеми 3, 7, 9, 13–16, 17, 19, 20, 21, 28–30); Krauss-Maffei München – Німеччина (рис. 1.10, схеми 1–4, 7, 13–18, 20, 23, 26–28, 30); Battenfeld Extrusionstechnik GmbH – Німеччина (рис. 1.10, схема 5; рис. 1.11, схема 11); Troester Maschinenbau Gmdh & Co (Troester) – Німеччина

(рис. 1.10, схеми 1–3, 7, 8, 10, 14–18, 20, 23, 24, 26–28); Dynamit Nobel – Німеччина (рис. 1.10, схема 12); Meccaniche Moderne – Італія (рис. 1.10, схеми 1, 2, 4, 15–17, 23, 27, 28); Italmec S.p.A – Італія (рис. 1.10, схема 4); Comerio Ercole S.p.A – Італія (рис. 1.10, схеми 2, 4, 7, 8, 16, 17, 21, 23, 26–28, 30, 44; рис. 1.11, схеми 1, 4, 6); SIRVE – Італія (рис. 1.10, схема 4); Veb Erste Maschinenfabric – Німеччина (рис. 1.10, схема 17); Nippon Roll MFG Co., Ltd – Японія (рис. 1.10, схеми 1, 2, 4, 6, 7, 15–17, 21, 23, 26, 27); Ishikawa-Harima Heavy Industries Co, Ltd (IHI) – Японія (рис. 1.10, схеми 1, 7, 16, 17, 23, 26–28, 30, 34, 38, 39; рис. 1.11, схеми 5, 16, 18, 22–28); Repiquet S.a. – Франція (рис. 1.10, схеми 1–4, 7, 8, 15–17, 21, 27, 28, 30); Samafor – Франція (рис. 1.10, схема 4); Francis Shaw & Co., Ltd (Shaw-Robinson) – Великобританія (рис. 1.10, схеми 23, 25–28); Salzer-Escher Wyss AG – Австрія (рис. 1.10, схема 47); Senoplast Kepsch & Co – Австрія (рис. 1.11, схема 31); Unilever Ltd – Великобританія (рис. 1.10, схема 45); Iddon Brothers Ltd – Великобританія (рис. 1.10, схеми 1, 4, 15, 16, 23, 26–28); David Bridge & Co., Ltd – Великобританія (рис. 1.10, схеми 1, 3, 4, 7, 13, 15–18, 23, 27); Carter Bros (Rochdale) Ltd – Великобританія (рис. 1.10, схеми 4, 15, 23); Latex Engineering Co – Великобританія (рис. 1.10, схема 4); Farrel Bridge (Farrel) – США (рис. 1.10, схеми 1–4, 7, 10, 15–17, 21, 26–28, 30, 35, 40; рис. 1.11, схема 2); Guix – Іспанія (рис. 1.10, схеми 1–4, 7, 13, 15–17, 23, 24); Caucho Atlantica S.a. – Іспанія (рис. 1.10, схема 4); Buzuluk – Чехія (рис. 1.10, схеми 4, 7, 13, 16, 17, 23, 37, рис. 1.11, схема 4); Zgoda – Польща; Utva – Сербія; Schiesser AG – Швейцарія; Von Roll Ltd – Швейцарія (рис. 1.10, схеми 4, 16, 17, 23); Goldsmedshytte Bruks AB – Швеція (рис. 1.10, схеми 3, 4, 15, 46), а також вітчизняних підприємств, що випускають каландрові агрегати важкого типу (рис. 1.10, схеми 4, 13, 17, 23, 26), їх можна класифікувати в такий спосіб: вертикальні, або І-подібні (рис. 1.10, схеми 1, 4, 15, 29, 47); модифікований вертикальний (рис. 1.10, схема 40); похилі (рис. 1.10, схеми 2, 5); горизонтальні (рис. 1.10, схеми 3, 6, 33, 46); L-подібні (рис. 1.10, схеми 9, 16, 30, 45, 48); модифікований L-подібний (рис. 1.10, схеми 8, 11, 19, 20, 32); Г-подібні (рис. 1.10, схеми 10, 17, 31); модифіковані Г-подібні (рис. 1.10, схеми 7, 18, 21); С-подібні (рис. 1.10, схеми 13, 35, 42); модифікований Z-подібний (рис. 1.10, схема 44); S-подібні (рис. 1.10, схеми 27, 28); модифікований Z-подібний (рис. 1.10, схема 26); Z-подібні (рис. 1.10, схеми 23, 34, 41); модифікований Z-подібні (рис. 1.10, схеми 24, 25); М(W)-подібні (рис. 1.10, схеми 37, 38); F-подібні (рис. 1.10, схема 39); Т-подібний (рис. 1.10, схема 36); Т-подібний перевернутий (рис. 1.10, схема 43); А-подібний (рис. 1.10, схема 14); здвоєний L-подібний (рис. 1.10, схема 49); Р(R)-подібний (рис. 1.10, схема 22); V-подібний (рис. 1.10, схема 12).

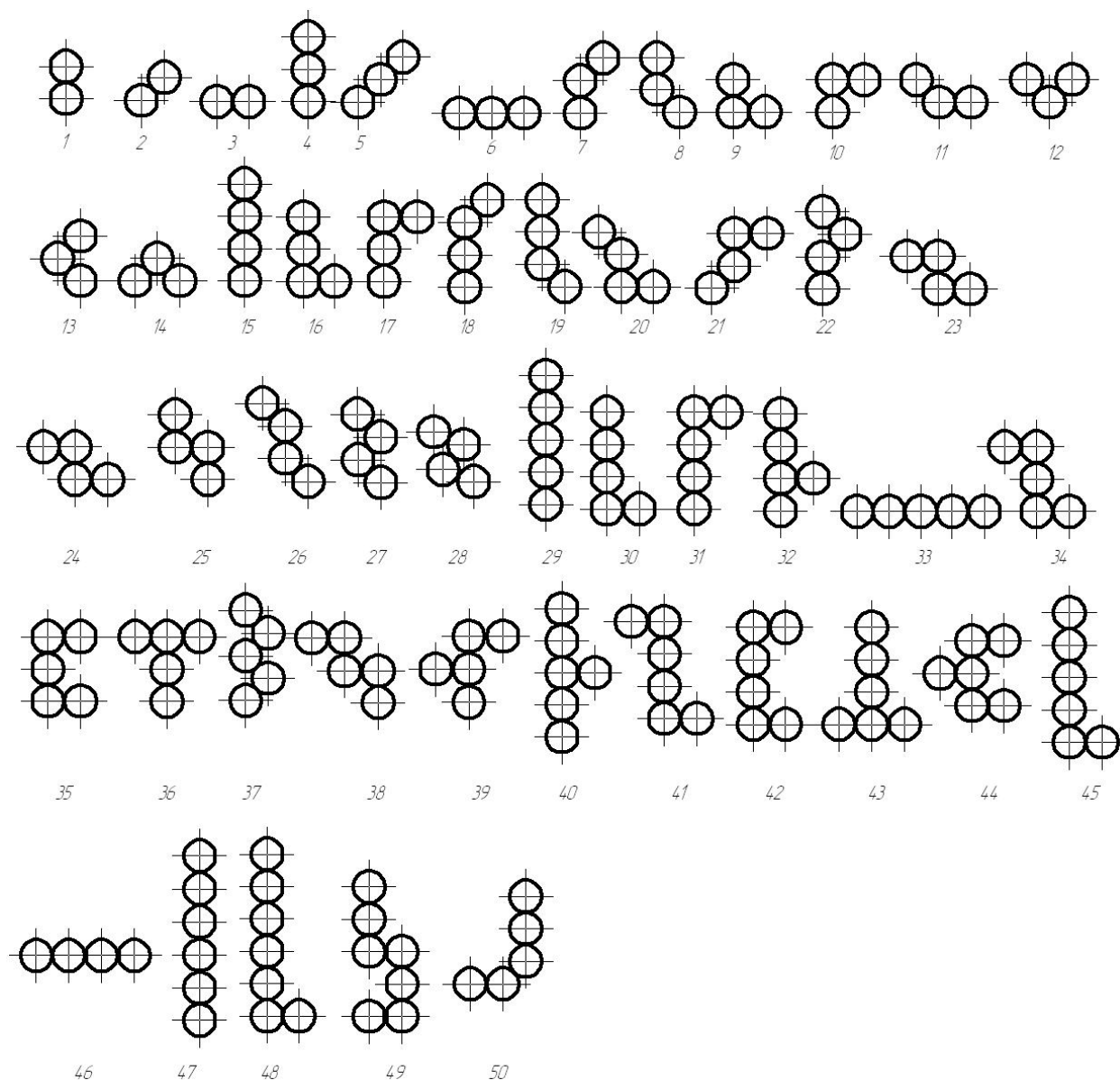


Рис. 1.10. Схеми каландрів з валками однакового діаметра

На рис. 1.10 наведено схеми каландрів з валками однакового діаметра: 1 – двовалковий вертикальний (І-подібний); 2 – двовалковий похилий; 3 – двовалковий горизонтальний; 4 – тривалковий похилий (І-подібний); 5 – тривалковий похилий; 6 – тривалковий горизонтальний; 7 – тривалковий вертикальний з винесеним верхнім валком (тривалковий модифікований Г-подібний); 8 – тривалковий вертикальний з винесеним нижнім валком (тривалковий модифікований L-подібний); 9 – тривалковий L-подібний; 10 – тривалковий Г-подібний; 11 – тривалковий горизонтальний з піднятим крайнім валком; 12 – тривалковий V-подібний; 13 – тривалковий Z-подібний (трикутний); 14 – тривалковий А-подібний; 15 – чотиривалковий вертикальний (І-подібний); 16 – чотиривалковий L-подібний; 17 – чотиривалковий Г-подібний; 18 – чотиривалковий вертикаль-



ний з винесеним верхнім валком (чотиривалковий модифікований Г-подібний); 19 – чотиривалковий вертикальний з винесеним нижнім валком (чотиривалковий модифікований L-подібний); 20 – чотиривалковий L-подібний з винесеним назовні верхнім валком; 21 – чотиривалковий Г-подібний з винесеним назовні нижнім валком; 22 – чотиривалковий вертикальний з винесеним одним із центральних валків (модифікований I-подібний, або Р-подібний); 23 – чотиривалковий Z-подібний; 24 – чотиривалковий Z-подібний витягнутий; 25 – чотиривалковий Z-подібний вертикальний; 26 – чотиривалковий S-подібний із середніми валками, осі яких розміщені у вертикальній площині; 27, 28 – чотиривалкові S-подібні; 29 – п'ятивалковий вертикальний (I-подібний); 30 – п'ятивалковий L-подібний; 31 – п'ятивалковий Г-подібний; 32 – п'ятивалковий L-подібний з піднятим виносним валком; 33 – п'ятивалковий горизонтальний; 34 – п'ятивалковий Z-подібний; 35 – п'ятивалковий С-подібний; 36 – п'ятивалковий Т-подібний; 37 – п'ятивалковий М(W)-подібний вертикальний; 38 – п'ятивалковий М(W)-подібний похилий; 39 – п'ятивалковий F-подібний; 40 – шестивалковий вертикальний із центральним виносним валком; 41 – шестивалковий Z-подібний; 42 – шестивалковий С-подібний; 43 – шестивалковий Т-подібний перевернений; 44 – шестивалковий С-подібний із центральним виносним валком; 45 – шестивалковий L-подібний; 46 – чотиривалковий горизонтальний; 47 – шестивалковий вертикальний (I-подібний); 48 – семивалковий L-подібний; 49 – семивалковий здвоєний L-подібний; 50 – п'ятивалковий J-подібний.

Наведені схеми дають змогу оцінити різноманітність конструкцій і тенденцій в області конструювання каландрів для перероблення пластичних мас і гумових сумішей.

Вибір схеми каландра залежить від його призначення, виду перероблюваного матеріалу, наявності виробничих площ, допусків на товщину одержуваної продукції (це відноситься в першу чергу до каландрів для виробництва полімерних плівок) та інших факторів. З точки зору ефективності використання виробничих площ найбільш доцільними є вертикальні, L- і Г-подібні каландри. Проте обслуговування їхніх верхніх валків ускладнене, а монтаж та експлуатація потребують приміщень з високо розташованими перекриттями. У вертикальних каландрах певні труднощі спричинює їх живлення вихідною сировиною. Горизонтальні каландри зручні в обслуговуванні, однак вони потребують значних виробничих площ.

Останнім часом спостерігається тенденція розроблення каландрів, що мають невеликі габарити, малу питому енерго- і металоємність, відрізняються зручністю в обслуговуванні та експлуатації, споряджені оригінальними допоміжними пристроями для компенсації прогину валків, регулювання величини міжвалкових проміжків, клиновими й перемішувальними пристроями [8]. При цьому найбільш широко застосовують чотиривалкові S-, Z-, L- і Г-подібні каландри, що задовольняють більшість із зазначених вимог.

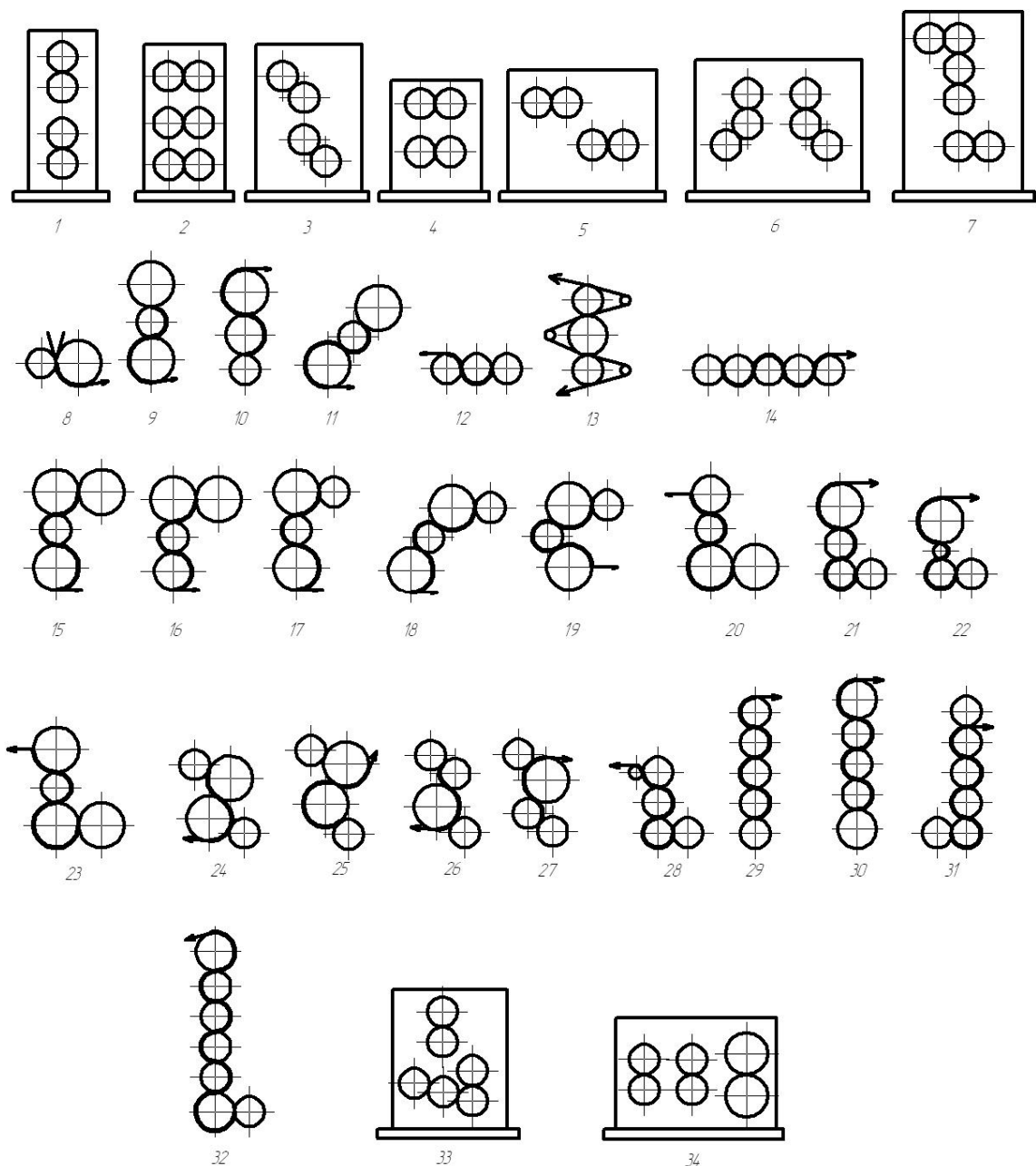


Рис. 1.11. Схеми каландрів, утворених об'єднанням в одній машині двох і більше традиційних каландрів, а також каландрів з валками різного діаметра

Усе більшого поширення набувають три- і чотиривалкові універсальні каландри з винесеними верхнім або нижнім валками (модифіковані L- і Г-подібні), що працюють як окремо розташовані, так і об'єднані в каландрові агрегати (рис. 1.11, схема 6).

Меншого поширення одержали п'яти-, шести-, семивалкові каландри різних схем розташування валків, однак і цей тип машин поступово конструктивно змінюється. Так, фірмою Berstorff розроблено п'ятивалковий модифікований L-подібний каландр, у якому перший валок піднятий і розташований

поруч із третім валком (рис. 1.10, схема 32). Ця машина призначена для виробництва високоякісних плівок із жорсткого ПВХ. Каландр цього типу має чотири робочі проміжки і значно зменшує час перебування матеріалу на валках при незмінних кінцевих якісних показниках. При цьому значно спрощується компенсація прогину валків, і крім того, опусканням нижнього (другого) валка забезпечується можливість трансформації цієї машини в традиційний чотири-валковий L-подібний каландр для виробництва тонких плівок з багатьох матеріалів.

Цікава конструкція шестивалкового каландра (рис. 1.11, схема 33), запропонованого фірмою Senoplast Klepsch & Co (Австрія) і призначеного для виготовлення плівок і листів з термопластів завтовшки від 100 мкм до 12 мм. Каландр містить верхню й нижню рами із закріпленими на них відповідно двома й чотирма валками. При цьому верхня рама має можливість переміщення в горизонтальній площині до контакту її нижнього валка з верхнім валком нижньої рами. Крім того, верхній валок рами змонтований на хитному коромислі, що може відкидатися, тим самим виключаючи контакт змонтованого на ній валка з нижнім валком зазначеної рами. Таким чином, формований виріб може проходити крізь п'ять міжвалкових проміжків (при сполучених валках верхньої й нижньої плит), крізь чотири проміжки (при сполученні валків обох плит, але відведеному валку верхньої рами) і крізь три проміжки (при взаємному відведенні валків верхньої й нижньої рам). Цей каландр є універсальним: на ньому можна здійснювати дублювання листів, одностороннє обкладення чи промазування пластичним матеріалом текстильного або металевих кордів.

Специфіка переробки полімерних матеріалів і схеми руху формованого виробу дали змогу використати на каландрі валки різних діаметрів (рис. 1.11, схеми 8–32), що було реалізовано в деяких країнах, наприклад Японії (фірма ІНІ) і Німеччина (фірма Berstorff) на високопродуктивних лініях з випуску високоякісних пластмасових плівок й листів зі швидкістю каландрування до 250 м/хв. При цьому перевагу віддавали три- і чотиривалковим каландрам. Аналогічні тривалкові каландри (рис. 1.11, схема 11) випускає фірма Battenfeld Extrusionstechnik GmbH. Валки різних діаметрів у цих машинах утворюють переважно калібрувальні проміжки, в яких забезпечується не кінематична, а геометрична фрикція (різниця колових швидкостей бочок валків досягається за рахунок їх різних діаметрів за однакової кутової швидкості). Співвідношення діаметрів підбирається таким чином, щоб міжвалковий проміжок під дією розпирних зусиль мав постійну величину по всій ширині формованого виробу.

Крім того, використання на каландрах валків різного діаметра дає змогу знизити розпирні зусилля, що діють на валки й станину машини. При цьому величину розпирних зусиль, що діють у проміжках, утворених однаковими ва-

лками, і валками різних діаметрів, співвідносяться як подвоєний діаметр меншого валка до суми діаметрів меншого й більшого валка й зменшується за рахунок зниження зони деформацій матеріалу в міжвалковому проміжку. Це необоротно знижує величину деформацій, одержуваної матеріалом, і дає можливість переробляти на таких машинах термочутливі матеріали. Однак при всіх позитивних якостях таких каландрів розробники стикаються з певними труднощами, пов'язаними з виготовленням, експлуатацією та уніфікацією на одній машині валків різних розмірів. Крім того, зазначені конструкції не є універсальними, а призначені для комплектування ліній з виробництва певних виробів, оскільки під час зміни режимів переробки змінюється й форма калібрувальних міжвалкових проміжків каландра.

Дво-, три- і чотиривалкові каландри, об'єднані між собою в межах однієї машини (рис. 1.11, схеми 1–7, 33, 34), призначені для дублювання полімерних листів і двостороннього обкладання пластичним матеріалом армувальної основи. Однак, кожна з цих машин може бути використана і для листування полімерів і гумових сумішей окремо. З цією метою застосовуються машини, які зображено на схемах 1, 2, 4, 5, 7 і 34 (див. рис. 1.11) і дають можливість здійснити ефективну переробку термочутливих матеріалів. При цьому рух листового або плівкового матеріалу між міжвалковими проміжками різних машин гарантує його охолодження (термостабілізацію або нагрівання) на повітрі в умовах вільної або вимушеної конвекції. Крім того, каландр, запропонований фірмою Berstorff, забезпечує стабільність товщини виробу завдяки незалежному розташуванню двох останніх валків, що утворюють калібрувальний проміжок і виключають вплив на них попередніх валків (рис. 1.11, схема 33).

Проміжне охолодження формованого виробу під час його руху між окремими машинами забезпечують каландри з роликami, що відхиляються. Цей спосіб використано в суперкаландрі фірми Фудзі Сясін Фіруну к.к. (Японія) (рис. 1.11, схема 13). Охолодження виробу під час його руху між проміжками здійснюється на 3–30 °С.

У каландрі (рис. 1.11, схема 8) після дублювання плівки охолодження й термостабілізація відформованого виробу здійснюється під час його контакту з поверхнею більшого за діаметром валка.

Стабільність товщини одержуваного виробу в модифікованих Г-подібних каландрах з валками різного діаметра досягається за рахунок незалежного регулювання положення осей другого й четвертого (за ходом руху матеріалу) валків у вертикальній площині, а третього – у горизонтальній (у каландрах цього типу, але з валками однакового діаметра, третій валок змонтований у нерухомих підшипникових опорах).

Найбільш поширені агрегати з декількох каландрів (див. рис. 1.1) одержали у фірмах Comerio Ercole (схеми 1, 3, 6), Berstorff (схеми 5, 33), Buzuluk

(схема 3), ІНІ (схема 4), Farrel (схема 2).

Після формування на каландрі готове полотно надходить на наступну машину або пристрій ліній. При цьому знімання полотна з каландра здійснюється декількома способами: безпосередньо з міжвалкового проміжку (рис. 1.12, схеми 1, 6, 8, 10, 11, 16, 18, 21, 23, 26–28, 43, 61; рис. 1.13, схема 8; рис. 1.14, схеми 1, 2, 4–6, 10, 12, 15, 19, 20, 38–40, 42, 44, 45, 47, 48) або з валка каландра без використання ролика, що відхиляється (рис. 1.12, схеми 9, 12–15, 17, 19, 20, 22, 24, 25, 29–42, 44–60, 63, 64; рис. 1.13, схеми 2–6, 9–14; рис. 1.14, схеми 3, 7, 8, 11, 13, 14, 16–18, 21–26, 35–37, 41, 43, 46, 50–58) і з його використанням. З цією метою може застосовуватися спеціальний притискний або тисильний ролик (рис. 1.11, схема 28; рис. 1.12, схеми 2–5, 7, 62; рис. 1.13, схеми 1, 7; рис. 1.14, схеми 27, 49). На рис. 1.11, схема 28, подано чотиривалковий L-подібний каландр із завантаженням вихідної сировини в проміжок, утворений нижньою парою валків. На каландрі змонтовано нижній притискний ролик, що взаємодіє з верхнім валком і розташований з ним в одній горизонтальній площині. Величина проміжку між притискним роликом і валком каландра лише трішки менше від товщини полотна, що входить з останнього робочого проміжку, тому питоме по довжині валка зусилля, що здійснює притискний ролик на виріб, становить 12–80 кН/м, у той час як у робочому проміжку воно дорівнює 100–1000 кН/м. При цьому колові швидкості притискного ролика й четвертого валка каландра однакові. Крім того, механізм регулювання проміжку між роликами і валком може забезпечувати не тільки підтримку постійної величини проміжку, але й постійний тиск у ньому під час нанесення тиснення на одну або обидві поверхні виробу.

На рис. 1.12–1.14 наведено найпоширеніші схеми руху формованого виробу в міжвалкових проміжках каландра й напрямок його знімання з машини. При цьому схеми, коли кут охоплення валка полотном після його виходу з останнього проміжку, утвореного валками, осі яких розташовані у вертикальній площині, лежать у межах  $90^\circ$ , не вважалися принципово відмінними (за винятком двовалкових каландрів). На цих рисунках суцільною лінією показаний полімерний матеріал, гумова суміш або готовий виріб (напрямок знімання виробу позначено стрілкою), а пунктирною – текстильний або металевий корд. Притискні ролики, використовувані під час дублювання і тиснення листів і плівок, одно- або двостороннього обкладення тканин, на схемі показано діаметром меншим від діаметра валків каландра. На схемі умовно показано, що текстильна або металева основа (тканина, сітка, корд) надходить безпосередньо в міжвалковий проміжок, хоча зазвичай для попереднього прогріву її приводять у контакт з валком каландра або попередньо відформованим листом, який перебуває на валку на певному куті охоплення, що сприяє кращій адгезії основи із пластичним матеріалом.

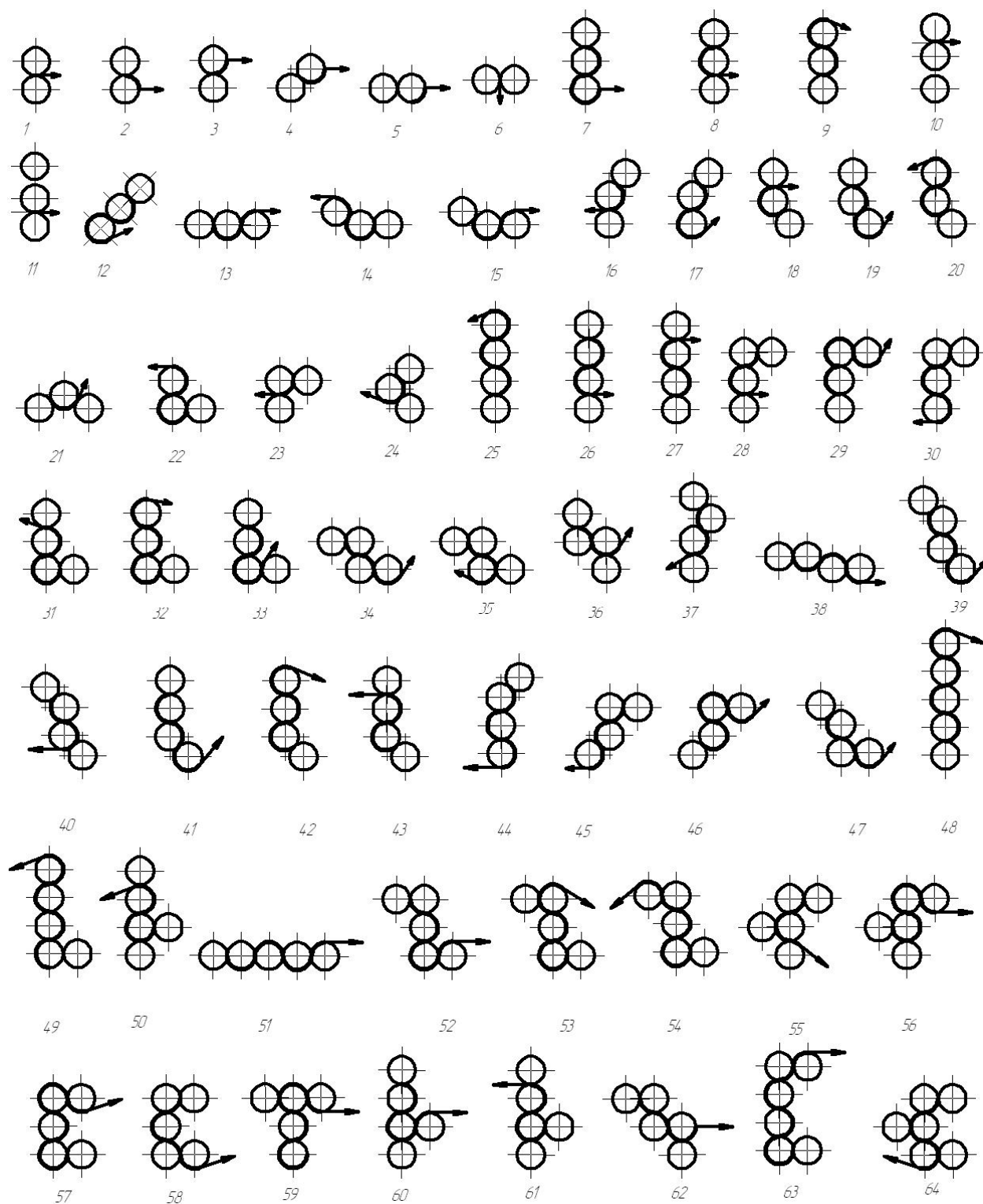


Рис. 1.12. Схеми руху формованого виробу по валках каландра під час листування

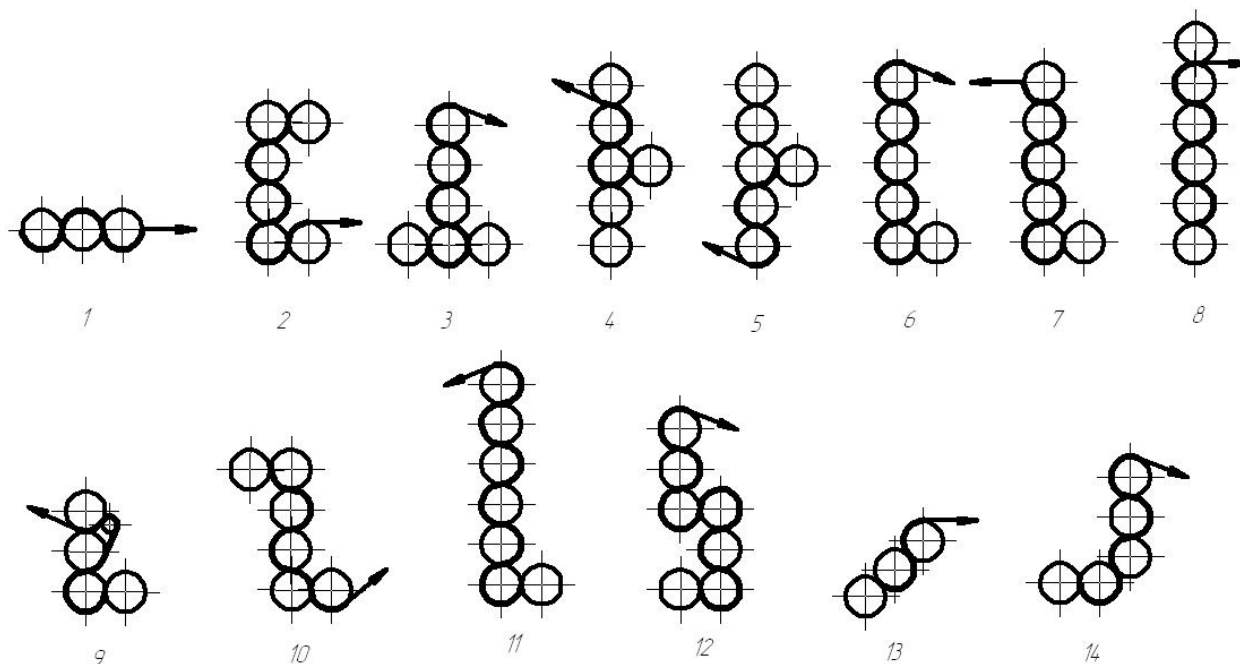


Рис. 1.13. Схеми руху формованого виробу по валках каландра при листуванні

На рис. 1.12 і 1.13 наведено схеми руху формованого виробу по валках каландра під час листування, а на рис. 1.14 – під час таких технологічних процесів:

- 1–11 – двостороннього промазування та/або обкладення текстильної чи металевої основи;
- 12–27, 58 – одностороннього промазування або обкладення текстильної чи металевої основи в міжвалковому проміжку;
- 28–36, 55–57 – одностороннього промазування або обкладення текстилем чи металевою основою за допомогою притискного ролика;
- 37–50 – дублювання полімерних (гумових) полотнищ;
- 51–54 – сендвіч-процесу.

Обкладення або промазування основи на каландрах зазвичай здійснюється в калібрувальному проміжку машини, тому інтерес становить процес нанесення полімерного покриву на тканинну основу, який запропонований фірмою Berstorff і передбачає подавання основи в завантажувальний проміжок чотиривалкового L-подібного каландра (рис. 1.14, схема 27) і проходження нею всіх трьох міжвалкових проміжків. Такий спосіб забезпечує надійне зчеплення шарів одержуваного виробу, однак, потребує точної підтримки співвідношення колових швидкостей валків. За найменшого відхилення від встановленого режиму каландрування основа може одержати механічні ушкодження.

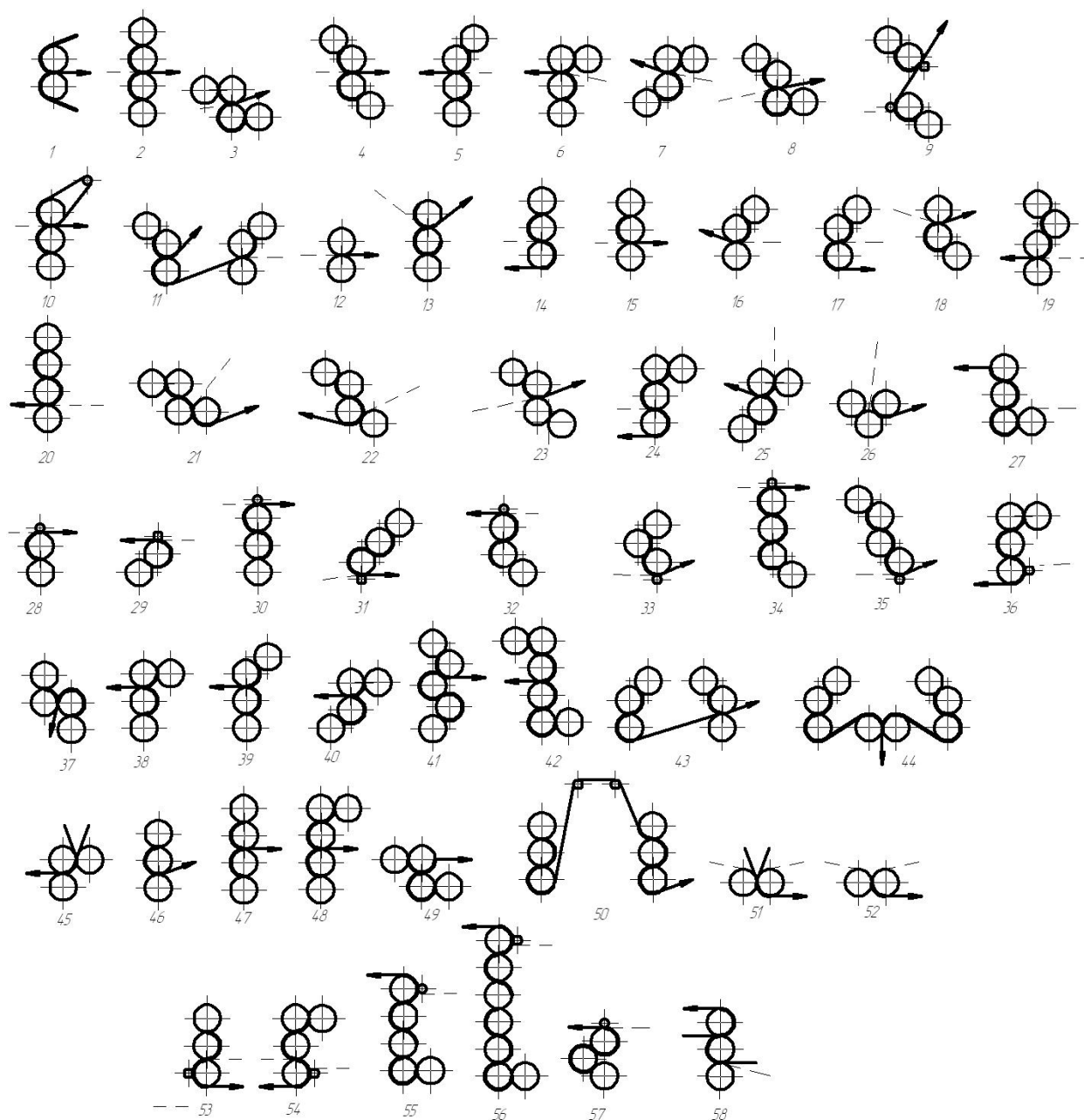


Рис. 1.14. Схеми руху формованого виробу по валках каландра під час різних технологічних операцій

На тривалковому V-подібному каландрі фірми Dynamit Nobel (Німеччина) під час формування виробу основа також проходить обидва міжвалкові проміжки. Утворений робочими поверхнями трьох валків машини замкнений простір забезпечує високий змішувальний ефект композиції, що наноситься на основу, а отже і високу якість готового виробу.

Становить інтерес процес двостороннього обкладення кордного полотна гумовою сумішшю на тривалковому вертикальному каландрі (рис. 1.14, схема 10). Полотно, ширина якого становить біля половини довжини бочки валка,



надходить у центральну частину верхнього проміжку. З нижньої сторони полотно обкладається гумовим листом, формованим у завантажувальному міжвалковому проміжку. У той же час здійснюється подача гумової суміші у верхній проміжок над полотном за рахунок обрізання її по краях бочок верхнього й середнього валків і переміщення за допомогою відхильного ролика в середню частину калібрувального міжвалкового проміжку.

Заслуговує на увагу і процес двостороннього обкладення переважно текстильною тканиною гумової або полімерної стрічки (рис. 1.14, схеми 51–54) (так званий сендвіч-процес). За використання двовалкових каландрів попередньо відформований за допомогою плоскощілинної головки екструдера лист направляють у міжвалковий проміжок каландра між двома полотнами тканини. За використання тривалкових вертикальних каландрів здійснюється попереднє одностороннє обкладення листа, відформованого в завантажувальному проміжку, тканиною з однієї сторони в другому міжвалковому проміжку й обкладка другим шаром тканини з іншої його сторони притискним роликом (фірма Comerio Ercole).

Одним з показників процесу каландрування за даної схеми руху полотна й типу обраного каландра беруть співвідношення кількості проміжків, крізь які проходить перероблюваний матеріал, і загального кута охоплення формованим матеріалом робочої поверхні валків. Цей показник залежить від схеми розташування валків, способу живлення каландра вихідною композицією й місця знімання готової продукції. В окремих випадках загальний кут охоплення полімером валків каландра зручно представляти у вигляді безрозмірної величини, що дорівнює відношенню сумарного кута охоплення валків машини до величини одного оберту ( $360^\circ$ ). Наприклад, рух матеріалу на п'ятивалковому F-подібному каландрі (рис. 1.12, схеми 55 і 56) характеризуються такими співвідношеннями:  $4/0,75$  і  $4/1,75$ . Час перебування матеріалу на каландрі при схемі руху 55 набагато менший, ніж за схемою 56, хоча в обох випадках сумарна необоротна деформація, одержана матеріалом у чотирьох міжвалкових проміжках, майже однакова. Вибираючи схему переробки, також важливо враховувати необхідність охолодження або нагрівання матеріалу під час його руху між проміжками.

Досить цікавими є конструкції три- і чотиривалкових каландрів з регулюванням положення осей валків, що надає можливість змінювати вищезазначене відношення сумарного кута охоплення формованим матеріалом валків до величини одного оберту ( $360^\circ$ ) у широкому діапазоні [14–17]. Так, каландр [14, 15, 17] містить дві кільцеві рами, встановлені з можливістю повороту на опорній плиті, центральний і два бічні валки, закріплені з можливістю обертання в зазначених кільцевих рамах на опорах, при цьому опори одного з бічних валків встановлено з можливістю зміни положення відносно центрального валка. Недоліком цього каландра є невисока жорсткість конструкції.

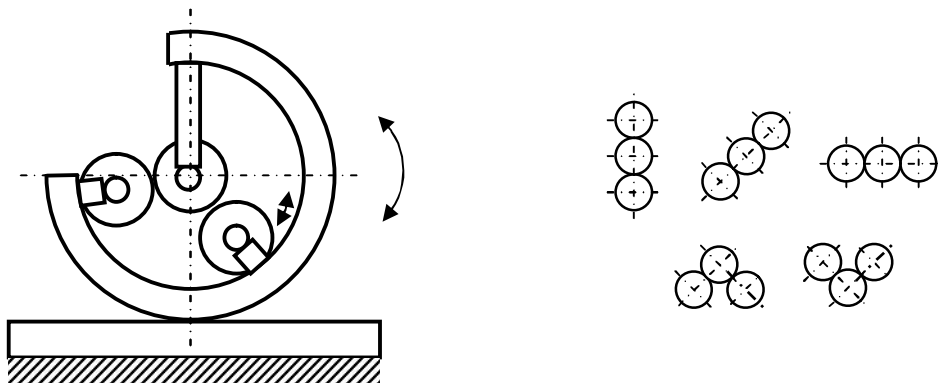


Рис. 1.15. Схема універсального тривалкового каландра з регулюванням положення осей валків

Таким чином, виконані на підставі багаторічного досвіду роботи провідних фірм світу й вітчизняних підприємств наведені матеріали дають можливість проаналізувати більшість із відомих типів каландрових агрегатів, можливі схеми руху на них полімерного матеріалу й залежно від призначення машини, виду й властивостей перероблюваної полімерної композиції, а також наявності виробничих площ вибрати потрібну конструкцію каландра.

### **1.6. Конструктивні особливості пристроїв термостабілізації. Фізична модель процесу термообробки**

Комплектування ліній пристроями для термообробки (нагрівання, охолодження) продиктоване технологічними вимогами.

Вплив на полотно високої температури протягом певного часу дає можливість прогріти матеріал, зняти внутрішні напруження, стабілізувати його властивості, усунути усадку після формування на каландрі, а в деяких випадках і здійснити фізико-хімічні перетворення в матеріалі. Після каландрування відформований матеріал потрібно подати до термокамери, яка представляє собою горизонтально розташовану одно- або багатоярусну збірну конструкцію секційного типу, споряджену входною й вихідною ділянками. Термокамера містить пристрої для транспортування полімерного полотна всередині секцій, пристрої для нагрівання й подавання гарячого повітря, а також аварійні пристрої пожежогасіння й систему теплоізоляції [8].

Секційна конструкція термокамери дає можливість уніфікувати її комплектування, змінювати довжину за рахунок кількості секцій залежно від технологічного регламенту, регулювати температуру в кожній із секцій. Вхідні й вихідні секції ізолюють внутрішній об'єм термокамери від навколишнього середовища. Переміщення виробу всередині термокамери здійснюється транспортерами, що забезпечують підведення нагрітого повітря до полотна з одного або двох боків. Нагріте електричними нагрівниками або газовими пальниками повітря вентиляторами подається в короби, що мають соплові щілини,

спрямовані в бік матеріалу, при цьому швидкість виходу повітря із щілин регулюється. З погляду дотримання техніки безпеки газовий обігрів більш доцільний, ніж обігрів електричними нагрівниками, тому що газоподібні продукти, що випаровуються з поверхні матеріалу, згоряють у відкритому полум'ї пальника й не створюють вибухопожежонебезпечних концентрацій у внутрішньому об'ємі термокамери [8].

Схеми поперечного перерізу одно- і двоярусних термокамер наведено на рис. 1.16.

Нагрівання матеріалу в кожній секції термокамери здійснюється одностороннім (див. рис. 1.16,*а*) або двостороннім (див. рис. 1.16,*б*) обдуванням його зверху або зверху і знизу гарячим повітрям, що надходять із верхнього 1 або з верхнього 1 і нижнього 2 коробів.

Гаряче повітря подається по системі трубопроводів 3 у кожний короб від індивідуальної установки, що складається з вентилятора 4 та електрокалорифера 5. Витрата гарячого повітря, а також швидкість виходу його з коробів регулюються за допомогою шиберів 6.

Система обігріву термокамери є замкненою, але при цьому забезпечується часткове підведення свіжого повітря крізь повітрязабірник 7 і видалення відпрацьованого повітря крізь систему витяжної вентиляції 8.

Вимірювання температури повітря в кожній секції проводиться термoeлектричним перетворювачем 9, що передає сигнал на щит автоматики й за потреби – на систему пожежогасіння 10.

Для запобігання теплових втрат у навколишнє середовище термокамера має теплоізоляцію 11. По обидва боки термокамери по всій її довжині встановлено дверцята. Переміщення матеріалу всередині термокамери здійснюється стрижневим транспортером 12, а швидкість полотна транспортера регулюється тиристорним електроприводом.

Синхронізація швидкостей полотна транспортера термокамери зі швидкістю робочих органів наступних пристроїв лінії здійснюється за допомогою селесинного датчика.

Кількість секцій у термокамері коливається від 8 до 10 (з урахуванням вхідних і вихідних камер).

Нагрівання (охолодження) полотна матеріалу в термокамері здійснюється в умовах вимушеної конвекції гарячим або холодним повітрям, що надходять крізь соплові щілини кожуха, розташовані перпендикулярно до напрямку руху полотна.

Матеріал надходить до термокамери з певною швидкістю й початковою температурою. Розподіл температури по товщині полотна й середня температура на виході з камери залежить як від тривалості, так і від умов нагрівання. Тривалість процесу має забезпечити задану температуру матеріалу наприкінці кожної зони.

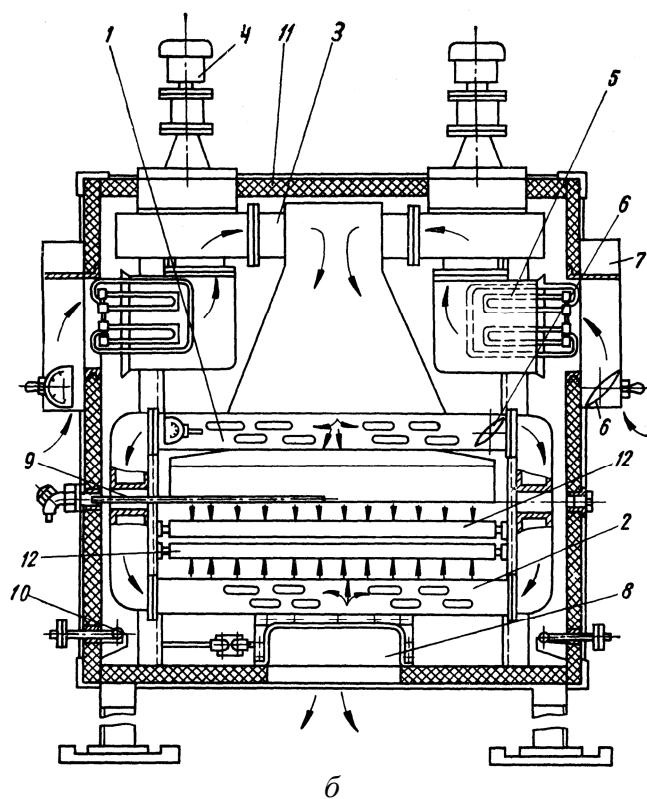
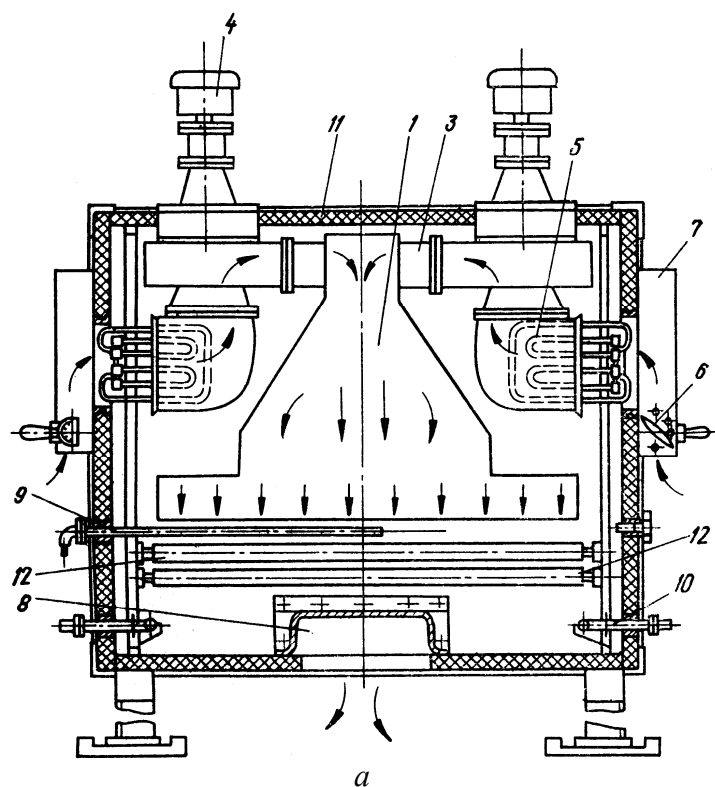


Рис. 1.16. Схема термокамери з одностороннім (а) і двостороннім (б) обдуванням матеріалу:

1, 2 – верхній і нижній коробки; 3 – система трубопроводів; 4 – вентилятор;  
 5 – електрокалорифер; 6 – шибер; 7 – повітрозабірник; 8 – система витяжної  
 вентиляції; 9 – термоелектричний перетворювач; 10 – система пожежогасіння;  
 11 – теплоізоляцію; 12 – стрижневий транспортер

Для розрахунку процесу розігріву в термокамері визначаються температура по перерізу полотна через певні проміжки часу й на виході з термокамери за заданої швидкості руху полотна або потрібна довжина термокамери за відомої швидкості руху полотна для нагрівання полімеру до заданої температури.

В обох випадках установлюється залежність між тривалістю процесу й розподілом температури по перерізу полотна.

### **1.7. Конструктивні особливості охолоджувальних пристроїв. Фізична модель процесу охолодження**

Після термокамери полотно матеріалу надходить на охолоджувальний пристрій, призначений зазвичай для контактного охолодження полотна до потрібної за технологічним режимом температури перед намотуванням у рулон. (Для товстостінних листів охолоджувальний пристрій зазвичай являє собою рольганг – сукупність паралельно розташованих в одній площині обертових роликів – з підведенням повітря або лише з однієї сторони роликів, або з обох сторін для двостороннього охолодження листа в умовах вимушеної конвекції.)

У лініях для виробництва рулонних полімерних матеріалів найпоширенішою є конструкція охолоджувального пристрою барабанного типу. Пристрій (рис. 1.17) складається з рами 3, стійок 4, барабанів 2 і приводу їх обертання. Барабани мають регульовану безступінчасту швидкість обертання, забезпечувану тиристорним електроприводом з електродвигуном постійного струму через редуктор і систему зубчастих передач 5. Синхронізація швидкості барабанів зі швидкістю робочих органів інших одиниць обладнання лінії здійснюється за допомогою селісінного датчика 8. Кількість води, що надходить у барабани, регулюється відповідними вентилями 6 за заданим режимом охолодження відповідно до показань термометрів, установлених у зливальних патрубках охолоджувальних барабанів. Натяг полотна на барабанах регулюється пристроями 7. Безпека роботи та обслуговування забезпечується аварійними вимикачами тросового типу 1 [8].

Кількість барабанів в охолоджувальному пристрої залежить від потрібної температури матеріалу на виході з нього (зазвичай від двох до шести барабанів). Охолодження кожного барабана здійснюють водою, яку подають у внутрішню порожнину або в оболонку зовнішньої обичайки. Теплоносій в оболонці рухається по спіральних каналах або вздовж твірної.

Після потрапляння полотна матеріалу в охолоджувальний пристрій його охолодження здійснюється з однієї сторони за рахунок контакту із зовнішньою поверхнею барабана, охолоджуваного водою в умовах вимушеної конвекції, а з іншої сторони – за рахунок вільної конвекції й променевого теплообміну з навколишнім середовищем. Тривалість охолодження має бути такою, щоб забезпечити задану температуру полотна на виході з останнього барабана.

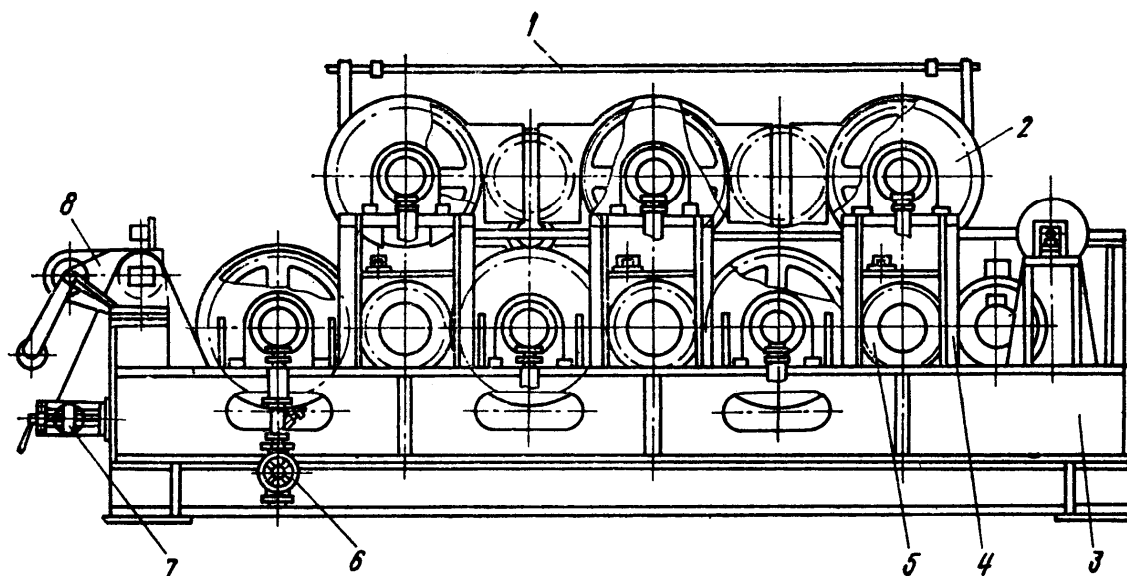


Рис. 1.17. Схема охолоджувального пристрою барабанного типу: 1 – аварійний вимикач тросового типу; 2 – барабан; 3 – рама; 4 – стійки; 5 – зубчаста передача; 6 – вентиль; 7 – натяжний пристрій; 8 – селісинний датчик

Ця вимога обумовлена тим, що температура полотна на виході з охолоджувального пристрою не повинна перевищувати величини, що допускається намотуванням полотна в рулон.

В охолоджувальному пристрої полотно ТпМ послідовно переходить з одного барабана на інший, причому поверхня полотна, яка охолоджувалася повітрям на попередньому барабані, контактує з обичайкою наступного барабана. Потрібна кількість барабанів визначається в такому порядку: розраховують розподіл температури по радіусу полотна й зовнішньої обичайки барабана і визначають середню температуру полотна на виході з кожного барабана; порівнюють середню температуру полотна на виході з кожного наступного барабана із заданою температурою полотна на виході з охолоджувального пристрою. Кількість барабанів, для якої виконується остання умова, вважається остаточною.

Інтенсифікація процесу охолодження може бути здійснена за рахунок занурення нижнього блоку барабанів у ванну з водою (збільшується коефіцієнт тепловіддачі від ТпМ у навколишнє середовище) і за рахунок зрошення водою верхнього блоку барабанів, а також за рахунок інтенсифікації теплообміну із внутрішньої сторони обичайки барабана.

## **2. ЗАГАЛЬНІ ЗАСАДИ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЛІНІЙ ДЛЯ ПЕРЕРОБЛЕННЯ ТЕРМОПЛАСТИЧНИХ МАТЕРІАЛІВ НА БАЗІ ВАЛКОВИХ МАШИН**

### **2.1. Особливості моделювання обладнання технологічних ліній**

Технологічні лінії на базі валкових машин містять багато одиниць різноманітного обладнання, але в будь-якому разі вони комплектуються устаткуванням і пристроями, які в кінцевому підсумку визначають їхню продуктивність: роторними змішувачами, вальцями, каландрами та пристроями для термообробки.

Технологія продукції з термопластичного матеріалу залежить у першу чергу від його властивостей, у тому числі якісного й кількісного складу, заданої продуктивності та потрібних показників якості. При цьому питання продуктивності та якості зазвичай є альтернативними, тому раціональна організація перероблення ТпМ передбачає забезпечення заданої продуктивності за умови досягнення потрібної якості продукції.

Незважаючи на різноманітність процесів, характерних для технології кожного окремого виробу, якість одержуваної продукції в першу чергу визначають процеси підготовки ТпМ, його формування в певний вид продукції, а також її подальша термообробка (зазвичай нагрівання та охолодження).

У процесі одержання продукції з ТпМ перероблюваний матеріал послідовно змінює свій стан: від твердої вихідної сировини до розплаву під час формування, пластичної відформованої заготовки і твердого готового виробу. Таким чином, перероблення ТпМ пов'язане в першу чергу з підведенням і відведенням енергії до кожної одиниці технологічного обладнання та більшості одиниць допоміжного устаткування і пристроїв, що забезпечує одержання продукції із заданими властивостями. При цьому режими перероблення навіть у межах однієї одиниці обладнання можуть істотно відрізнятися на різних ділянках. Таким чином, процеси переробки термопластів є неізотермічними.

З точки зору поведінки макрооб'ємів перероблюваного матеріалу під час проходження ним певного виду обладнання або його окремої ділянки їх можна поділити на два типи: до першого з них належить обладнання або його частина, у яких має місце плинність шарів ТпМ один відносно одного, а до другого – у яких попередньо відформований ТпМ виріб рухається як суцільне тверде тіло. Процеси першого типу проходять в основному полімерпереробному обладнанні: змішувальному, валковому, а процеси другого типу – переважно в допоміжному полімерпереробному обладнанні або на окремих ділянках основного (зокрема поза межами міжвалкових проміжків валкових машин).

Таким чином, відповідно до конструктивних особливостей технологічних ліній та їхнє обладнання можна виділити такі основні моделі неізотерміч-

них процесів перероблення ТпМ: у зонах деформування ТпМ і поза цих зон.

Рівняння теплоенергетичного балансу неізотермічного процесу перероблення ТпМ у робочих органах машин з урахуванням його деформування (закон збереження енергії в інтегральній формі) має вигляд

$$G_M i_{\text{п}} \pm Q_{\text{зовн}} + Q_V = G_M i_{\text{к}} + Q_{\text{вт}}, \quad (2.1)$$

де  $G_M$  – масова продуктивність обладнання, кг/с;  $i_{\text{п}}$  та  $i_{\text{к}}$  – масова ентальпія ТпМ відповідно на вході в обладнання (або на її розрахункову ділянку) і на виході з нього (неї), Дж/кг;  $Q_{\text{зовн}}$  – теплова енергія, яку потрібно підвести (знак «+») або відвести (знак «–») у процесі перероблення (зовнішні джерела теплозабезпечення), Вт;  $Q_V$  – енергія внутрішніх джерел, до яких можна віднести енергію перетворень  $Q_{\text{пер}}$  та енергію дисипації  $Q_{\text{дис}}$ , одержану матеріалом у результаті необоротної деформації зсуву в зонах деформування, Вт;  $Q_{\text{вт}}$  – теплові втрати в навколишнє середовище, Вт.

У рівнянні (2.1) не враховані витрати енергії на підвищення тиску в зонах деформування ТпМ, які зазвичай не перевищують 5 % загальних витрат потужності приводу [8].

Продуктивність кожної одиниці обладнання у формулі (2.1) зазвичай визначається продуктивністю обмежної (лімітувальної) стадії або процесу технологічної лінії і під час розрахунку решти одиниць обладнання може вважатися заданою, при цьому теплові втрати розраховують за відповідною методикою розрахунку [18] з урахуванням відомих рівнянь теплообміну [19]. Ентальпію матеріалу найчастіше визначають технологічним регламентом процесу залежно від його заданої початкової й допустимої кінцевої температури. При цьому чим менша допустима кінцева температура, тим менші енерговитрати процесу, проте якість переробки залежить від якості змішування, яка пов'язана з деформацією зсуву, а отже і дисипацією енергії в об'ємі перероблюваного матеріалу.

Як вже було зазначено, процеси перероблення ТпМ характеризуються значними дисипативними тепловиділеннями, які можуть істотно перевищувати кількість теплоти, що підводиться в обладнанні до перероблюваного матеріалу або відводиться від нього зовнішніми системами теплозабезпечення. Так, під час приготування ПВХ-композиції в роторному змішувачі 250/22–44 потужність дисипації наприкінці процесу змішування становить понад 500 кВт. Під час остаточного приготування цієї же композиції на змішувально-підігрівальних вальцях См-Пд 2100(660/660) тепловий потік, що відводиться системою теплозабезпечення валків, становить менше 50 % потужності дисипації, яка досягає майже 80 кВт. Під час формування підготовленої на зазначених вальцях композиції на каландрі КП4-710-1800 загальна потужність дисипації перевищує 70 кВт, а тепловий потік, що підводиться системою теплозабезпечення валків, – 40 кВт (майже 60 % від потужності дисипації).



Таким чином, найбільший інтерес представляють величини  $Q_{\text{зовн}}$  і  $Q_{\text{дис}}$ , які можна визначити на підставі розв'язку узагальненої математичної моделі з урахуванням певних крайових умов.

Один з сновних принципів моделювання обладнання для перероблення ТпМ полягає в тому, що під час розрахунку процесу потрібно враховувати взаємний зв'язок і взаємний вплив як різних одиниць обладнання, так і окремих зон кожної окремої одиниці обладнання одна на одну. Такий підхід дає можливість визначити обмежну стадію процесу перероблення та адекватно аналізувати цей процес у цілому.

У періодичних процесах перероблення основна частка енергії надходить у перероблюваний матеріал дисипацією, що може здійснюватися за менший час підвищенням потужності приводу й кутової швидкості робочих органів: роторів і валків (збільшення швидкості деформації). Проте підвищення кутової швидкості робочих органів призводить до зростання неоднорідності швидкісних полів в об'ємі ТпМ і, відповідно, неоднорідності температурного поля, що впливає на якість переробки. Ту саму кількість енергії можна підвести до ТпМ також за більший час за зменшеної потужності приводу й кутової швидкості робочих органів, що сприятиме підвищенню якості переробки, але зменшуватиме продуктивність обладнання. Отже, під час перероблення певного матеріалу існують раціональні співвідношення між потужністю приводу, кутовою швидкістю робочих органів і тривалістю перероблення, за яких досягається потрібна якість одержуваної продукції. Зв'язок між цими параметрами має бути врахований під час математичного моделювання відповідного обладнання.

## 2.2. Узагальнена математична модель процесів перероблення

У загальному випадку для опису неізотермічних процесів перероблення ТпМ використовують сформульовану для суцільних середовищ систему рівнянь збереження маси, енергії та імпульсу, а також кінетичні рівняння хімічних, фазових та інших перетворень у разі їх наявності в об'ємі перероблюваного ТпМ [20–22].

Загальний закон збереження можна сформулювати у такий спосіб: швидкість приросту фізичної величини у виділеному об'ємі дорівнює сумі швидкості надходження її крізь поверхню цього об'єму і швидкості її виділення в об'ємі від внутрішніх джерел. Тоді для одиниці об'єму рівняння збереження маси  $i$ -го компонента у векторно-тензорній формі має вигляд

$$\frac{\partial \bar{c}_i}{\partial t} = -\nabla q_{mi} + q_{mV_i}, \quad (2.2)$$

де  $\bar{c}_i$  – масова концентрація  $i$ -го компонента ТпМ, кг/м<sup>3</sup>;  $t$  – час, с;  $q_{mi}$  –

густина потоку маси крізь поверхню об'єму  $i$ -го компонента ТпМ,  $\text{кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$ ;  $q_{mV_i}$  – інтенсивність внутрішніх джерел маси в об'ємі  $i$ -го компонента ТпМ,  $\text{кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^3)$ .

Густина потоку маси  $q_{mi}$  у загальному випадку є сумою дифузійного, конвективного й турбулентного потоків. При цьому необхідно зазначити, що внаслідок значної в'язкості ТпМ турбулізація потоку відсутня.

Оскільки же під час перероблення ТпМ взаємні перетворення компонентів у більшості випадків відсутні, то рівняння (2.2) для нестисливої рідини зводиться до свого часткового випадку – рівняння нерозривності

$$\nabla w = 0, \quad (2.3)$$

де  $w$  – швидкість ТпМ,  $\text{м}/\text{с}$ .

Рівняння збереження енергії для одиниці об'єму у векторно-тензорній формі має вигляд

$$\rho c \frac{dT}{dt} = -\nabla q + q_V, \quad (2.4)$$

де  $\rho = \sum_{i=1}^N \bar{c}_i$  або  $\rho = \left( \sum_{i=1}^N \frac{\bar{x}_i}{\rho_i} \right)^{-1}$  – густина ТпМ,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $N$  – кількість компонентів

ТпМ;  $\bar{x}_i$  – масова частка  $i$ -го компонента ТпМ;  $c$  – масова теплоємність,  $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;  $T$  – температура,  $\text{К}$ ;  $q$  – густина теплового потоку крізь поверхню об'єму,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;  $q_V$  – об'ємна густина теплового потоку внутрішніх джерел енергії,  $\text{Вт}/\text{м}^3$ .

Оскільки об'ємна густина теплового потоку (або тепловий потік у цілому) за відсутності турбулентного переносу є сумою потоків теплопровідності і конвекції, то рівняння (2.4) можна записати у вигляді [6]

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \nabla[\nabla(aT)] - \nabla(wT) + \frac{q_V}{\rho c}, \quad (2.5)$$

де  $a$  – коефіцієнт температуропровідності ТпМ,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

Теплофізичні властивості перероблюваного ТпМ визначають залежно від його температури, якісного і кількісного складу [23].

У процесах перероблення можуть мати місце фазові перетворення ТпМ. Якщо такі перетворення стосуються всієї маси ТпМ, то зазвичай теплота фазових перетворень враховується в теплоємності ТпМ, яка є функцією температури. Якщо ж фазові перетворення стосуються лише окремих компонентів ТпМ, то врахувати теплоту фазових переходів цих компонентів можна введенням у рівняння (2.5) замість температури  $T$  умовної температури  $T_{\text{ум}}$  – температури, яку мав би перероблюваний ТпМ за відсутності перетворень [6]

$$T_{\text{ум}} = T + \frac{1}{\rho c} \sum_{i=1}^k \bar{c}_i r_i, \quad (2.6)$$

де  $r_i$  – питома теплота фазового перетворення  $i$ -го компонента ТпМ, Дж/кг;  $k$  – кількість компонентів, які зазнають фазові перетворення.

Під час вибору теплофізичних властивостей у цьому разі після обчислення умовної температури  $T_{\text{ум}}$  потрібно здійснювати перерахунок дійсної температури  $T$ , скориставшись залежністю (2.6).

Для визначення швидкісних полів та інтенсивності дисипації  $q_{\text{дис}}$  для рівнянь збереження маси та енергії потрібно додати рівняння збереження кількості руху, яке у векторно-тензорній формі має вигляд

$$\frac{d(\rho w)}{dt} = \rho g - \nabla p + \nabla[\tau]', \quad (2.7)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $p$  – тиск, Па;  $[\tau]'$  – девіатор тензора напружень.

Необхідно зазначити, що в переробному обладнанні внаслідок високої в'язкості ТпМ силами інерції й тяжіння зазвичай нехтують, вважаючи, що в потоці матеріалу сили тиску зрівноважуються тільки поверхневими силами (силами в'язкості). Тоді рівняння (2.7) набуває вигляду

$$\nabla[\tau]' - \nabla p = 0. \quad (2.8)$$

При цьому градієнти тиску мають бути вибрані такими, щоб задовольнялося рівняння нерозривності (2.3).

Компоненти напружень у рівнянні (2.8) залежать від в'язкості й компонент тензора швидкостей деформації. Цю залежність описують реологічним рівнянням, яке необхідно додати до системи рівнянь збереження. Перероблювані ТпМ є реологічно складними середовищами й належать до класу неньютонівських рідин, в'язкість яких є функцією не лише температури, а й інших факторів, найважливішим з яких є швидкість зсуву. У більшості реологічних рівнянь, що набули поширення для практичних розрахунків, враховують лише залежність в'язкості від швидкості зсуву й температури.

Для складних течій, які характерні для зазначеного переробного обладнання, швидкість зсуву  $\dot{\gamma}$  виражається залежністю [20, 22, 24]

$$\dot{\gamma} = \sqrt{\frac{1}{2} I_2},$$

де  $I_2$  – другий інваріант тензора швидкостей деформації, який у декартовій ( $x, y, z$ ) і циліндричній ( $r, \theta, z$ ) системах координат має вигляд [22]:

$$\begin{aligned}
I_2 = & 4 \left[ \left( \frac{\partial w_x}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial w_y}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \\
& + 2 \left[ \left( \frac{\partial w_x}{\partial y} + \frac{\partial w_y}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial w_x}{\partial z} + \frac{\partial w_z}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial w_y}{\partial z} + \frac{\partial w_z}{\partial y} \right)^2 \right]; \\
I_2 = & 4 \left[ \left( \frac{\partial w_r}{\partial r} \right)^2 + \left( \frac{1}{r} \frac{\partial w_r}{\partial \theta} + \frac{w_r}{r} \right)^2 + \left( \frac{\partial w_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \\
& + 2 \left[ \left( r \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{w_\theta}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial w_r}{\partial \theta} \right) \right)^2 + \left( \frac{1}{r} \frac{\partial w_z}{\partial \theta} + \frac{\partial w_\theta}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial w_r}{\partial z} + \frac{\partial w_z}{\partial r} \right)^2 \right].
\end{aligned}$$

Залежність в'язкості від швидкості зсуву визначають експериментально. При цьому необхідно зауважити, що в разі складних течій експериментальне визначення складових другого інваріанта є досить проблематичним, а тому більшість експериментальних даних одержано для простих віскозиметричних течій, коли відмінною від нуля є лише одна складова інваріанта  $I_2$ . У реальному переробному обладнанні рух зазвичай не є одномірним, а тому застосування рівнянь, одержаних для простих течій, призводить до певних похибок, які необхідно оцінювати в кожному конкретному випадку.

З іншого боку, під час розроблення математичних моделей певних процесів потрібно аналізувати необхідність і доцільність використання для практичних розрахунків складних математичних моделей, які дають можливість якісного аналізу, але не вносять суттєвих коректив у результати, одержані з використанням більш простих моделей [6].

За аналогією з рівнянням Арреніуса залежність в'язкості від температури враховують експонентою  $K_0 \exp[-\beta(T - T_0)]$ , де  $K_0$  і  $\beta$  – експериментальні коефіцієнти, а  $T_0$  – температура, за якою визначено значення  $K_0$ .

Тоді для в'язкості можна записати

$$\mu(\dot{\gamma}, T) = K_0 \mu(\dot{\gamma}) \exp[-\beta(T - T_0)]. \quad (2.9)$$

Для нестисливих неньютонівських рідин за аналогією з ньютонівськими із врахуванням рівняння (2.9) зв'язок між девіатором тензорів напружень і швидкостей деформації, тобто реологічне рівняння, у загальному вигляді можна записати так:  $[\tau]' = K_0 \mu(\dot{\gamma}) \exp[-\beta(T - T_0)][\dot{\gamma}']$ .

Розкриваючи далі вирази тензорів  $[\tau]'$  і  $[\dot{\gamma}]'$ , за аналогією з ньютонівськими рідинами можна записати рівняння, що пов'язують компоненти тензорів і швидкостей деформації, підстановка яких у рівняння (2.8) дає змогу виключити з нього компоненти напружень. Так, у декартовій системі координат вирази для компонент напружень мають вигляд [22]:

$$\left. \begin{aligned} \tau_{xx} &= 2\mu(\dot{\gamma}, T) \frac{\partial w_x}{\partial x}, \\ \tau_{yy} &= 2\mu(\dot{\gamma}, T) \frac{\partial w_y}{\partial y}, \\ \tau_{zz} &= 2\mu(\dot{\gamma}, T) \frac{\partial w_z}{\partial z}, \\ \tau_{xy} &= \tau_{yx} = \mu(\dot{\gamma}, T) \left( \frac{\partial w_x}{\partial y} + \frac{\partial w_y}{\partial x} \right), \\ \tau_{xz} &= \tau_{zx} = \mu(\dot{\gamma}, T) \left( \frac{\partial w_x}{\partial z} + \frac{\partial w_z}{\partial x} \right), \\ \tau_{zy} &= \tau_{yz} = \mu(\dot{\gamma}, T) \left( \frac{\partial w_z}{\partial y} + \frac{\partial w_y}{\partial z} \right). \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

Незважаючи на значну кількість реологічних рівнянь [6, 25] течії неньютоновських рідин лише деякі з них знайшли застосування в інженерній практиці. У зв'язку з тим, що більшість розплавів найбільш поширених полімерів і матеріалів з їх застосуванням поведуться як псевдопластики, найбільш широкого застосування одержав степеневий закон (закон Оствальда де Вейла)

$$\tau = K \dot{\gamma}^n \quad \text{або} \quad \tau = K_0 \exp\left(-\beta \frac{T - T_0}{T_0}\right) |\dot{\gamma}|^n \text{sign}(\dot{\gamma}), \quad (2.11)$$

де  $K$  – коефіцієнт консистенції,  $\text{Па} \cdot \text{с}^n$ ;  $K_0$  – коефіцієнт консистенції ( $\text{Па} \cdot \text{с}^n$ ), що відповідає температурі  $T_0$ , К;  $\beta$  – температурний коефіцієнт;  $n$  – індекс течії (у деяких працях, наприклад [20], розглядається величина, обернена  $n$ ).

Деякі дослідники пропонують урахувувати залежність показника степеня  $n$  від температури. Проте, у зв'язку з тим, що зміна температури в інтервалі до 30 К несуттєво впливає на зміну величини  $n$ , надалі вважатимемо, що остання є величиною сталою [13].

Визначення швидкісних полів дає можливість обчислити об'ємну густину теплового потоку дисипативних джерел енергії  $q_{\text{дис}}$ , що входить у рівняння (2.5). У декартовій прямокутній системі координат вираз для обчислення величини  $q_{\text{дис}}$  має вигляд

$$\begin{aligned} q_{\text{дис}} &= \tau_{xx} \frac{\partial w_x}{\partial x} + \tau_{yy} \frac{\partial w_y}{\partial y} + \tau_{zz} \frac{\partial w_z}{\partial z} + \\ &+ \tau_{xy} \left( \frac{\partial w_x}{\partial y} + \frac{\partial w_y}{\partial x} \right) + \tau_{xz} \left( \frac{\partial w_x}{\partial z} + \frac{\partial w_z}{\partial x} \right) + \tau_{yz} \left( \frac{\partial w_y}{\partial z} + \frac{\partial w_z}{\partial y} \right). \end{aligned} \quad (2.12)$$

Компоненти напружень, які входять до рівняння (2.12), визначають за реологічними рівняннями (2.9) і (2.10).

Якщо в об'ємі ТпМ мають місце хімічні, фазові або інші перетворення, то до системи рівнянь необхідно додати також рівняння збереження маси.

Для визначення теплофізичних, реологічних та інших залежностей, одержаних експериментально, застосовують різні типи наближень, найбільш поширеним з яких є метод найменших квадратів, а для обчислення визначених інтегралів у рівняннях і залежностях через неможливість їх аналітичного обчислення – числові методи інтегрування [8].

Залежність теплофізичних властивостей від температури, а також в'язкості від температури і швидкості зсуву потребує застосування ітераційних методів під час обчислення швидкісних і температурних полів, а також тиску та інтенсивності дисипації.

Математичні моделі, що описують розподіл температурних полів у робочих органах багатьох видів обладнання для перероблення ТпМ, являють собою крайові задачі з лінійними диференціальними рівняннями в частинних похідних другого порядку (найчастіше параболічного типу). Найбільш розповсюдженим методом розв'язання таких рівнянь є метод скінченних різниць (метод сіток) за неявною схемою [26].

Рівняння, що описують температурне поле в обладнанні для перероблення ТпМ, можна привести до загального виду [8, 26]

$$C(T, x, y) \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{\partial}{\partial y} \left[ k(T, x, y) \frac{\partial T}{\partial y} \right] - A(T, x, y) \frac{\partial T}{\partial y} = f(T, x, y) \quad (2.13)$$

у розглядуваній області ( $x_{\text{п}} \leq x \leq x_{\text{к}}, y_{\text{п}} \leq y \leq y_{\text{к}}$ ) з крайовими умовами

$$T(t_{\text{п}}, y) = \varphi(y), \quad (2.14)$$

$$\alpha_1(x) T(x, y_{\text{п}}) + \beta_1(x) \frac{\partial T(x, y_{\text{п}})}{\partial y} = \varphi_1(x), \quad (2.15)$$

$$\alpha_2(x) T(x, y_{\text{к}}) + \beta_2(x) \frac{\partial T(x, y_{\text{к}})}{\partial y} = \varphi_2(x). \quad (2.16)$$

У разі наявності області складної форми, наприклад міжвалкового проміжку, доцільно здійснити перехід до безрозмірних координат [6, 8, 13, 20], які дають можливість замінити зазначену криволінійну область прямокутною областю, що апроксимується вузлами скінченнорізницевої сітки  $x_m = ml$  ( $m=1, 2, 3, \dots$ ),  $y_i = ih$  ( $i=0, 1, 2, \dots, N$ ), де  $l$  – крок сітки по змінній  $x$ ;  $h = (y_{\text{к}} - y_{\text{п}})/N$  – крок сітки по змінній  $y$ ;  $N$  – задане число розбиття інтервалу  $[y_{\text{п}}, y_{\text{к}}]$ .

Значення функцій від неперервних аргументів  $x$  і  $y$  замінюють значеннями у вузлах сітки, а похідні – скінченними різницями за формулами [8, 26]:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{T_i^{m+1} - T_i^m}{l}; \quad \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{T_{i+1}^{m+1} - T_i^{m+1}}{h}; \quad \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{T_{i+1}^{m+1} - 2T_i^{m+1} + T_{i-1}^{m+1}}{h^2},$$

де  $T_i^{m+1}$  – значення шуканої функції в  $i$ -му вузлі  $(m+1)$ -го шару області.

Значення невідомої функції на  $(m+1)$ -му шарі пов'язані неявно системою алгебричних рівнянь, обумовлених рівняннями (2.13)–(2.16) у вузлах сітки. Систему одержуваних різницевих рівнянь на кожному шарі розв'язують методом прогонки [27].

Таким чином, для числового розв'язання диференціальних рівнянь можна застосувати, наприклад, один з поширених методів – метод скінченних різниць, який докладно описаний у працях [26–28].

Розв'язок на кожному шарі по координаті  $x$  уточнюють за допомогою ітераційного процесу. При цьому як початкове значення розв'язку на поточному шарі задають значення розв'язку на попередньому шарі.

Залежно від умов переробки ТпМ коефіцієнти  $C(T, x, y)$ ,  $k(T, x, y)$ ,  $A(T, x, y)$  і  $f(T, x, y)$  рівняння (2.13) набувають різних значень. Коефіцієнти  $\alpha_1$ ,  $\beta_1$ ,  $\varphi_1$  та  $\alpha_2$ ,  $\beta_2$ ,  $\varphi_2$  граничних умов (2.15) і (2.16) також залежать від умов у відповідному обладнанні або на його ділянці.

Початковий розподіл температури визначається розподілом температури по товщині виробу на виході з попередньої одиниці обладнання або попередньої ділянки певної одиниці обладнання (початкова умова (2.14)).

Залежність (2.13) та її розв'язання в загальному вигляді разом з крайовими умовами (2.14)–(2.16) дає можливість розробити уніфікований обчислювальний модуль для числового дослідження температурного поля ТпМ у різних видах обладнання за різних умов проведення процесу перероблення.

### **2.3. Основні принципи розв'язання узагальненої математичної моделі процесів перероблення**

Наведена узагальнена математична модель процесу перероблення ТпМ видозмінюється залежно від особливостей певного обладнання та режимів його роботи. Проте підхід до її розв'язання може бути загальним.

Узагальнену математичну модель процесу перероблення зазвичай можна спростити для певного процесу, залишивши в ній тільки ті складові, які найсуттєвіше впливають на даний процес. Після цього необхідно сформулювати умови однозначності, до яких належать: геометричні (задаються форма й розміри простору, у якому відбувається процес), фізичні (задаються фізичні властивості перероблюваного ТпМ, теплоносія тощо) і крайові, які містять початкові і граничні умови. Початкові умови (розподіл швидкостей, концентрацій, температур у початковий момент часу) задають для розв'язання нестационарних задач. Граничні умови формулюють для меж розглядуваного простору [6, 8, 21, 22].

Для розв'язання гідродинамічних задач як граничні умови часто задають умови симетрії потоку, а також умови прилипання, згідно з якими текуче середовище, що контактує з твердою поверхнею, набуває швидкості цієї поверх-

хні. Для розв'язання рівняння енергії залежно від умов на обмежувальних поверхнях задають граничні умови першого, другого, третього або четвертого роду [6, 8, 13, 22].

Спрощена на основі аналізу моделі система рівнянь разом з умовами однозначності є математичною моделлю певного процесу перероблення ТпМ, розв'язання якої полягає в послідовності певних дій [6, 8, 21].

Спочатку в ізотермічному наближенні за відповідних початкових і граничних умов розв'язують рівняння нерозривності й руху. Це дає можливість одержати швидкісні поля, тиск та основні силові параметри обладнання.

Після цього в неізотермічному наближенні визначають вид функції дисипації та градієнт швидкості деформації. Далі за відповідних початкових і граничних умов з метою визначення температурного поля в зоні перероблення розв'язують рівняння енергії.

Потім по об'єму перероблюваного ТпМ, що перебуває в зоні деформування, інтегрують функцію дисипації (за визначеної в кожній точці температури ТпМ). Це дає можливість (з урахуванням відповідного к.к.д.) визначити потужність приводу обладнання й крутних моментів, прикладених до обертових робочих органів.

Далі з урахуванням визначених температурних полів уточнюють швидкісні поля, після чого зазначений ітераційний процес продовжують до досягнення заданої точності.

Така послідовність розрахунку обладнання та процесів перероблення ТпМ визначається в першу чергу підвищеною чутливістю зазначених матеріалів до термічних і механічних навантажень, які під час їх перероблення залежать одне від одного і можуть істотно відрізнятися в різних точках об'єму перероблюваного матеріалу.

У разі наявності в обладнанні систем теплозабезпечення конвективного типу на підставі інтегрального рівняння теплоенергетичного балансу (2.1) визначають параметри зовнішніх систем теплозабезпечення, які разом з енергією внутрішніх джерел забезпечують потрібний температурний режим перероблення.

Під час розв'язання математичної моделі певного процесу перероблення ТпМ істотного значення набуває коректний вибір граничних умов по температурі.

Якщо системи зовнішнього теплозабезпечення обладнання працюють в односпрямованому режимі (наприклад за наявності електронагрівників), тобто здійснюється тільки підведення енергії, тоді цілком виправдано для розв'язання математичної моделі приймати граничні умови першого або другого роду (задається температура або тепловий потік на поверхні робочого органу). При цьому необхідно мати на увазі, що в ряді випадків потужність електронагрівників може бути недостатньою і, незважаючи на те, що вони пра-



цюють, потрібна температура на поверхні робочого органа не досягається.

Якщо в системі зовнішнього теплозабезпечення використовують рідкі теплоносії, які забезпечують роботу обладнання в режимі підведення або відведення енергії, то процес теплообміну доцільно розглядати з урахуванням граничних умов третього роду з боку зазначених теплоносіїв і застосовувати граничні умови четвертого роду на обмежувальній поверхні з ТпМ.

## **2.4. Основні засади побудови і моделювання технологічних ліній**

### **2.4.1. Загальні положення**

Складність моделювання технологічних ліній полягає не лише в тому, що матеріал послідовно проходить значну кількість різноманітного обладнання, процес перероблення ТпМ у кожному з яких описується різними математичними моделями, а і в тому, що подібна ситуація часто має місце навіть у одній, окремо взятій, одиниці обладнання.

Під час аналізу технологічної лінії або її обладнання можливі два основні види розрахунку. Перший з них передбачає за відомою продуктивністю визначення розмірів та енергосилових параметрів окремих видів обладнання й лінії в цілому. Згідно з другим видом розрахунку за відомими геометричними розмірами і параметрами встановлених на обладнанні теплоенергосилових систем і пристроїв (вид, температура й витрата теплоносіїв, потужність електричних нагрівників, потужність приводів і забезпечувані ними швидкості робочих органів технологічного й допоміжного обладнання) передбачається визначення максимально можливої продуктивності (швидкості продукції на «холодному» кінці лінії, тобто в місці розміщення приймального пристрою, або на виході з окремої одиниці обладнання технологічної лінії).

Оскільки будь-який виріб з ТпМ у переважній більшості випадків майже неможливо одержати на окремій одиниці обладнання, його виробництво можливе лише із застосуванням певної технологічної лінії, яка є сукупністю технологічного й допоміжного обладнання. На практиці це ставить завдання для заданої продуктивності лінії й певного матеріалу визначити геометрію робочих органів обладнання та режими його роботи, тобто має місце перший із зазначених основних видів розрахунку.

Таким чином, модель технологічної лінії можна розглядати як сукупність її складових елементів (одиниць обладнання), які певним чином сполучені між собою і в яких відбуваються процеси, що впливають на якість одержуваної продукції. Такий підхід передбачає необхідність розробки в першу чергу математичних моделей окремих одиниць обладнання.

Запропоновані засади моделювання надають можливість ефективно застосовувати існуючі й нові методики розрахунку як певних видів обладнання,

так і окремих стадій переробки в ньому ТпМ, особливо таких, досвід одержання яких недостатній або взагалі відсутній.

### **2.4.2. Алгоритми розрахунку основного обладнання**

На підставі розглянутого в п. 2.4.1 підходу до побудови й моделювання технологічних ліній з перероблення ТпМ розроблено укрупнені алгоритми розрахунку основного технологічного й допоміжного обладнання: роторного змішувача, вальців, каландра та пристрою для термообробки.

Схеми зазначених алгоритмів складаються з модулів, кожний з яких визначає певні параметри й характеристики технологічних ліній чи обладнання в цілому або їхніх окремих ділянок.

**2.4.2.1. Алгоритм розрахунку роторного змішувача.** Схему алгоритму параметричного й теплового розрахунку роторного змішувача з овальними роторами наведено на рис. 2.1.

Вихідними даними для розрахунку є: радіуси гребеня та основи ротора; ширина гребеня ротора; глибина каналу між гребенем ротора й стінкою камери; довжина змішувальної камери і дуги лопаті ротора; вільний об'єм і коефіцієнт завантаження змішувальної камери; кутові швидкості швидко- і тихохідного роторів; початкова температура вихідної сировини; максимально допустима температура одержуваного ТпМ; реологічні й теплофізичні (густина, масова теплоємність, теплопровідність) властивості одержуваного ТпМ як функції температури (або відповідні властивості компонентів ТпМ, а також його якісний і кількісний склад).

На підставі вихідних даних здійснюють розрахунок координати ділянки деформування серпоподібного проміжку, визначають тиск і розпірні зусилля, розраховують енергію дисипації в серпоподібному й мінімальному проміжках, визначають величину нагромадженої в ТпМ деформації і тривалість змішування. Якщо поточне значення нагромадженої в ТпМ деформації менше від рекомендованого значення, то продовжують визначення нагромадженої деформації і уточнюють тривалість змішування.

Далі визначають параметри системи теплозабезпечення робочих органів (роторів і змішувальної камери) і розраховують середню температуру ТпМ. Якщо зазначена температура більше за допустиме значення, то змінюють вихідні дані (при цьому зазвичай потрібно зменшити кутові швидкості роторів).

Потім розраховують потужність приводу роторів. Якщо розрахована потужності приводу більше за встановлену потужності, то вихідні дані також необхідно змінити (у цьому разі також зазвичай необхідно зменшити кутові швидкості роторів).

Після виведення результатів розрахунку здійснюють їх аналіз.

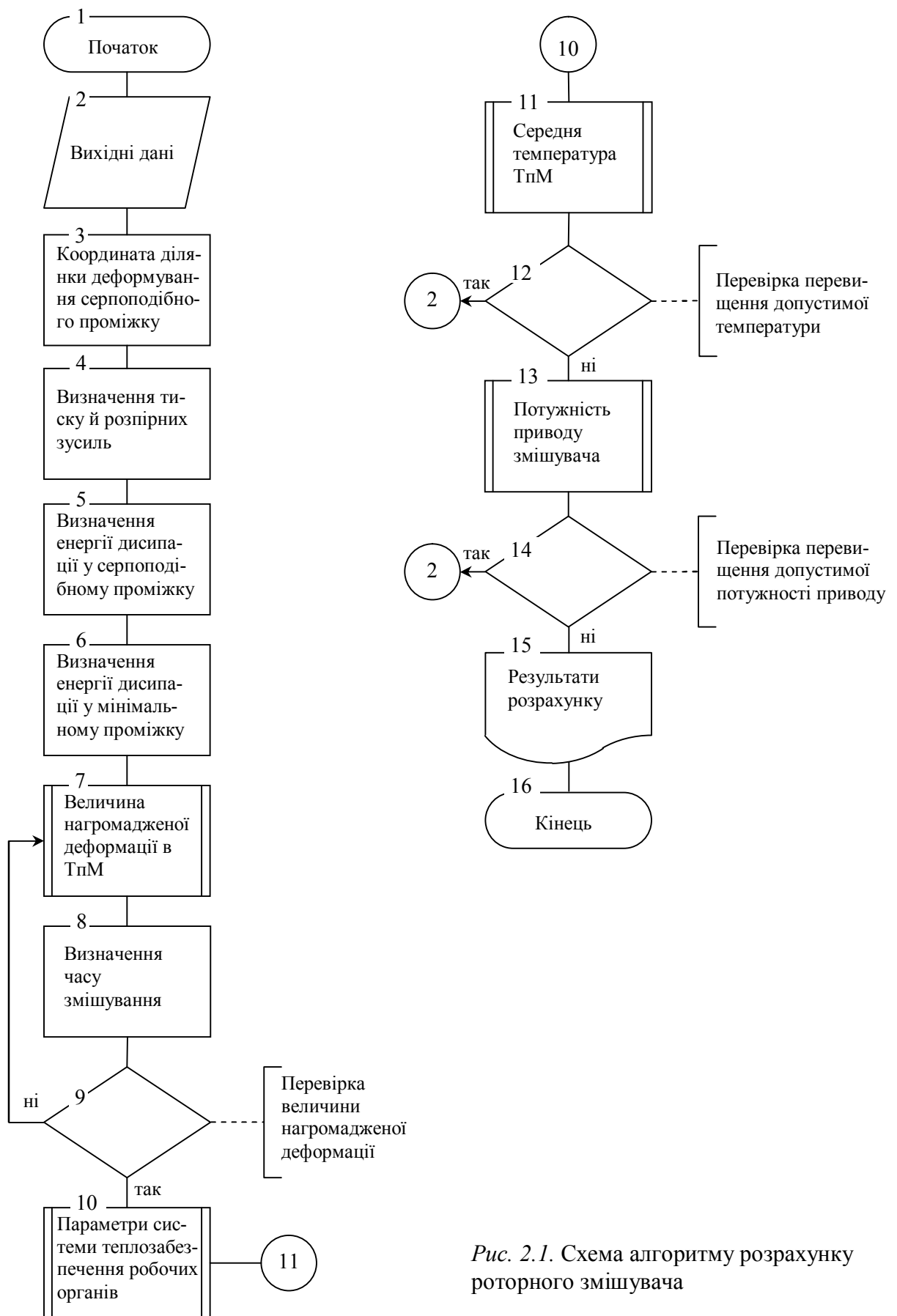


Рис. 2.1. Схема алгоритму розрахунку роторного змішувача

**2.4.2.2. Алгоритми розрахунку валкових машин.** Схему алгоритму параметричного і теплового розрахунку *вальців періодичної (циклічної) дії* наведено на рис. 2.2.

Вихідними даними для розрахунку є: тип приводу валків (загальний, індивідуальний); тип валків (з периферійними каналами, з центральною порожниною); радіус бочки валка та його маса; мінімальна величина міжвалкового проміжку; відстань між обмежувальними стрілами; швидкість швидкохідного валка; коефіцієнт фрикції в міжвалковому проміжку; температури швидко- і тихохідного валків; початкова і максимально допустима температура  $T_{пМ}$ ; тип теплоносія (вода, високотемпературний органічний теплоносій); реологічні й теплофізичні (густина, масова теплоємність, теплопровідність) властивості одержуваного  $T_{пМ}$  як функції температури (або відповідні властивості компонентів  $T_{пМ}$ , а також його якісний і кількісний склад); безрозмірні координати виходу  $T_{пМ}$  з міжвалкового проміжку і входу  $T_{пМ}$  у міжвалковий проміжок.

На підставі вихідних даних здійснюють розрахунок швидкості тихохідного валка, визначають початкову координату ділянки деформування міжвалкового проміжку, розраховують температурні поля  $T_{пМ}$  у міжвалковому проміжку й поза ним. Якщо локальна температура  $T_{пМ}$  більша за допустиме значення, то змінюються вихідні дані (при цьому зазвичай необхідно зменшити кутові швидкості валків, температури валків або величину міжвалкового проміжку, змінити коефіцієнт фрикції).

Далі визначають величину нагромадженої в  $T_{пМ}$  деформації і тривалість вальцювання. Якщо поточне значення нагромадженої в  $T_{пМ}$  деформації менше від рекомендованого значення, то продовжують визначення нагромадженої деформації і уточнюють тривалість вальцювання.

Потім розраховують розпірні зусилля, що діють на валки. Якщо розпірні зусилля більші за допустиме значення, то вихідні дані також необхідно змінити (при цьому зазвичай потрібно зменшити кутові швидкості валків, збільшити температуру валків або величину міжвалкового проміжку, змінити коефіцієнт фрикції).

Аналогічно діям під час визначення розпірних зусиль розраховують потужність приводу валків.

Після цього визначають потужність дисипації в міжвалковому проміжку і параметри системи теплозабезпечення валків (температуру і витрату теплоносія в кожному з валків). Якщо один або декілька параметрів системи теплозабезпечення валків перевищує допустиме значення, то змінюють вихідні дані (при цьому зазвичай потрібно змінити кутові швидкості валків, величину міжвалкового проміжку, коефіцієнт фрикції, температури валків або тип теплоносія).

Після виведення результатів розрахунку здійснюють їх аналіз.

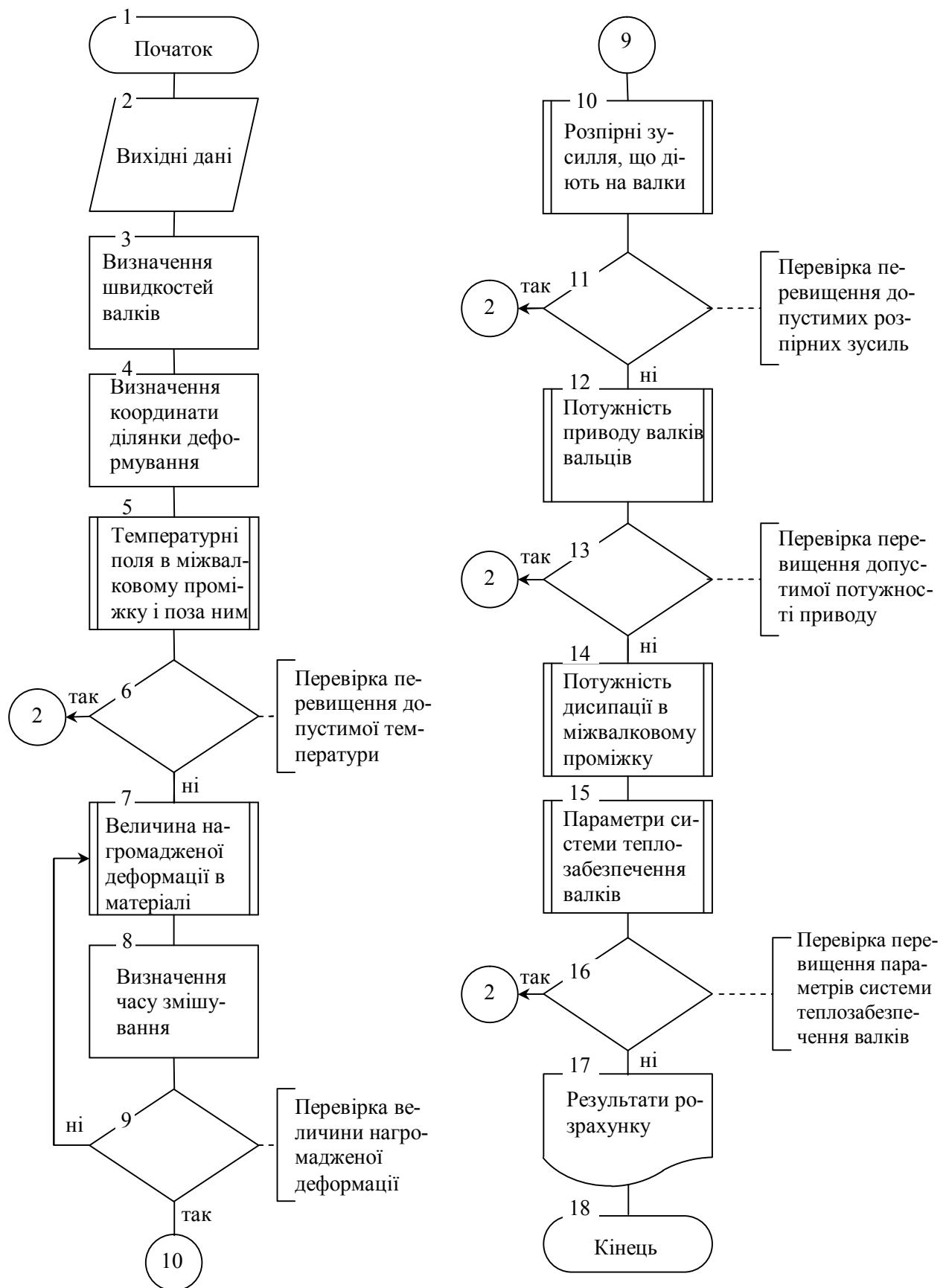


Рис. 2.2. Схема алгоритму розрахунку вальців періодичної дії

Схему алгоритму параметричного й теплового розрахунку *вальців безперервної дії* наведено на рис. 2.3.

Вихідними даними для розрахунку є: схема завантаження і знімання ТпМ з вальців (завантаження з одного кінця валків, знімання безперервної стрічки ТпМ з іншого кінця; завантаження з обох кінців валків, знімання безперервної стрічки ТпМ посередині валків; завантаження посередині валків, знімання безперервної стрічки ТпМ з обох кінців валків); тип приводу валків (загальний, індивідуальний); тип валків (з периферійними каналами, з центральною порожниною); радіус бочки валка та його маса; мінімальна величина міжвалкового проміжку; відстань між обмежувальними стрілами; ширина безперервної стрічки ТпМ, що знімається з вальців; швидкість швидкохідного валка; коефіцієнт фрикції в міжвалковому проміжку; температури швидко- і тихохідного валків; початкова і максимально допустима температура ТпМ; тип теплоносія (вода, високотемпературний органічний теплоносій); реологічні й теплофізичні (густина, масова теплоємність, теплопровідність) властивості одержуваного ТпМ як функції температури (або відповідні властивості компонентів ТпМ, а також його якісний і кількісний склад); безрозмірні координати виходу ТпМ з міжвалкового проміжку і входу ТпМ у міжвалковий проміжок.

На підставі вихідних даних здійснюють розрахунок швидкості тихохідного валка, визначають початкову координату ділянки деформування міжвалкового проміжку, розраховують температурні поля ТпМ у міжвалковому проміжку й поза ним (тривалість вальцювання визначається мпіввідношенням відстані між обмежувальними стрілами та ширини безперервної стрічки ТпМ, що знімається з вальців).

Якщо локальна температура ТпМ більше за допустиме значення, то змінюються вихідні дані (при цьому зазвичай необхідно зменшити кутові швидкості валків, збільшити температуру валків або величину міжвалкового проміжку, змінити коефіцієнт фрикції).

Потім розраховуються розпірні зусилля, що діють на валки. Якщо розпірні зусилля більші за допустиме значення, то вихідні дані також необхідно змінити (при цьому зазвичай потрібно зменшити кутові швидкості валків, температури валків або величину міжвалкового проміжку, змінити коефіцієнт фрикції).

Аналогічно діям під час визначення розпірних зусиль розраховують потужність приводу валків.

Після цього визначають потужність дисипації в міжвалковому проміжку і параметри системи теплозабезпечення валків (температуру і витрату теплоносія в кожному з валків). Якщо один або декілька параметрів системи теплозабезпечення валків перевищує допустиме значення, то змінюються вихідні дані (при цьому зазвичай потрібно змінити кутові швидкості валків, величину міжвалкового проміжку, коефіцієнт фрикції, температури валків або тип теплоносія).

Після виведення результатів розрахунку здійснюють їх аналіз.

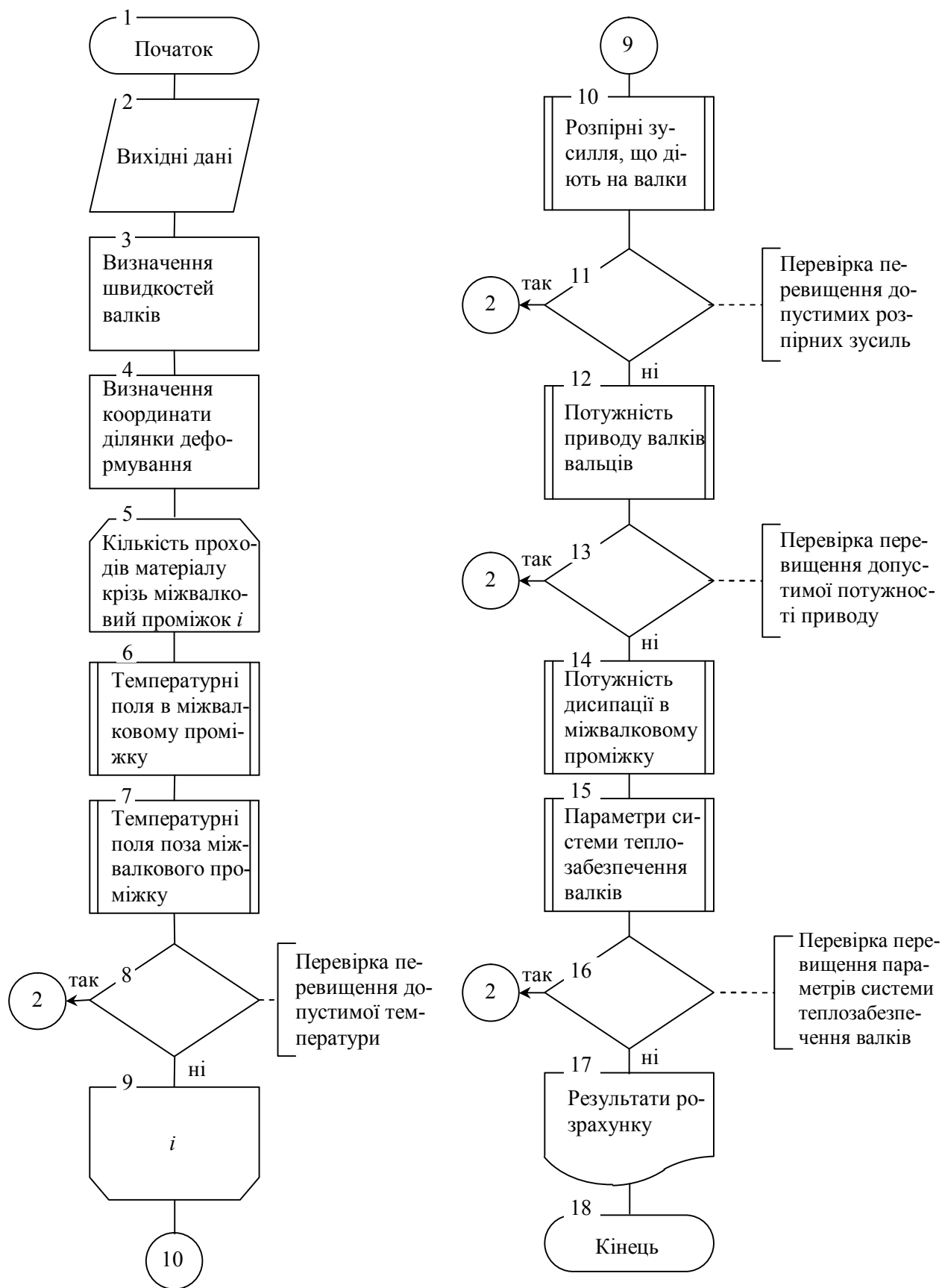


Рис. 2.3. Схема алгоритму розрахунку вальців безперервної дії

Схему алгоритму параметричного й теплового розрахунку *каландра* наведено на рис. 2.4.

Вихідними даними для розрахунку є: тип каландра і схема розміщення його валків; схема руху ТпМ по валках каландра; місце знімання ТпМ з каландра (номер валка) і кут до горизонталі, під яким знімають відформований ТпМ; тип приводу валків (загальний, індивідуальний); тип валків (з периферійними каналами, з центральною порожниною); радіус бочки валка та його маса; товщина і ширина готового полотна ТпМ; швидкість знімання полотна; коефіцієнти фрикції в міжвалкових проміжках; температури валків; початкова і максимально допустима температура ТпМ; тип теплоносія (вода, високотемпературний органічний теплоносіє); реологічні й теплофізичні (густина, масова теплоємність, теплопровідність) властивості одержуваного ТпМ як функції температури (або відповідні властивості компонентів ТпМ, а також його якісний і кількісний склад); безрозмірні координати виходу ТпМ з міжвалкового проміжку і входу ТпМ у міжвалкові проміжки.

На підставі вихідних даних здійснюють розрахунок швидкостей валків, величини міжвалкових проміжків, а також початкові координати ділянок деформування в міжвалкових проміжках, після чого визначають координати ділянок поза межами міжвалкових проміжків і розраховують температурні поля ТпМ як у міжвалкових проміжках, так і поза ними.

Якщо локальна температура ТпМ більша за допустиме значення, то змінюють вихідні дані (при цьому зазвичай потрібно зменшити кутові швидкості валків або їхньої температури).

Потім розраховують розпірні зусилля, що діють на валки. Якщо розпірні зусилля більші за допустиме значення, то вихідні дані також необхідно змінити (при цьому зазвичай потрібно зменшити кутові швидкості валків, збільшити температуру валків або величини міжвалкових проміжків, змінити коефіцієнт фрикції).

Аналогічно діям під час визначення розпірних зусиль розраховують потужність приводу (загальний привід) або приводів (індивідуальні приводи) валків.

Після цього визначають потужність дисипації в міжвалкових проміжках і параметри системи теплозабезпечення валків (температуру і витрату теплоносія в кожному з валків). Якщо один або декілька параметрів системи теплозабезпечення валків перевищує допустиме значення, то змінюють вихідні дані (при цьому зазвичай потрібно змінити кутові швидкості, температури валків, тип теплоносія).

Після виведення результатів розрахунку здійснюють їх аналіз.



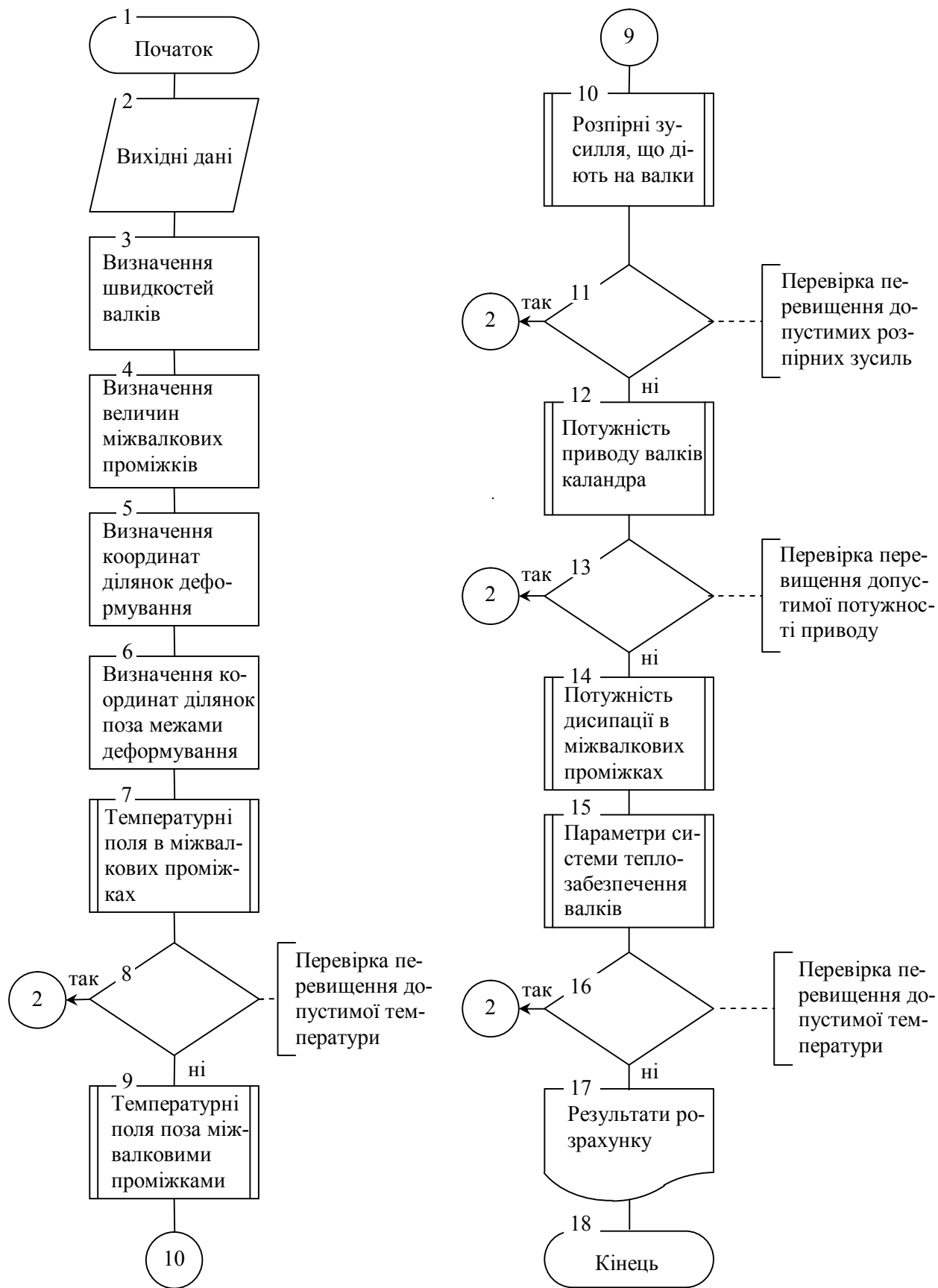


Рис. 2.4. Схема алгоритму розрахунку каландра

### 2.4.2.3. Алгоритм розрахунку пристрою для термообробки.

Схему алгоритму перевірного і проектного розрахунків пристрою для термообробки наведено на рис. 2.5.

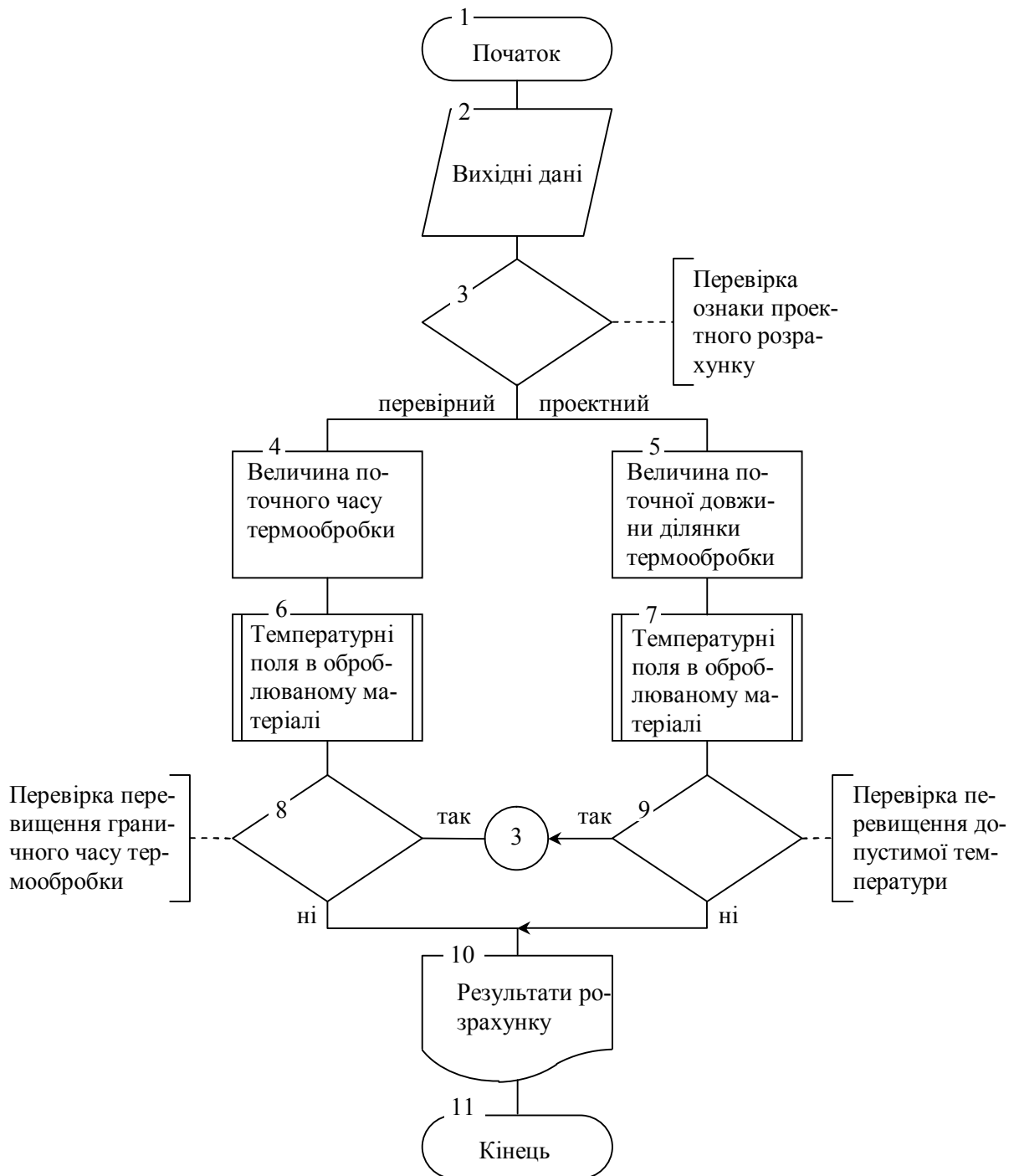


Рис. 2.5. Схема алгоритму розрахунку пристрою для термообробки

Вихідними даними для розрахунку є: тип розрахунку (перевірний, проектний); умови термообробки (вільна або вимушена конвекція); тип теплоносія (вода, повітря); напрям руху виробу (горизонтальне, вертикальне, під кутом

до горизонту); початкова температура виробу; швидкість руху виробу; визначальні розміри виробу (товщина виробу); крок розрахунку за часом; температура теплоносія; властивості теплоносія (теплопровідність, кінематична в'язкість, характеристичне число Прандтля) як функції температури; теплофізичні властивості оброблюваного ТпМ (густина, масова теплоємність, теплопровідність) як функції температури (або відповідні властивості компонентів ТпМ, а також його якісний і кількісний склад); якщо конвекція вимушена, то швидкість руху теплоносія і напрям його руху відносно виробу; якщо розрахунок перевірний, то довжина ділянки термообробки, а якщо розрахунок проектний, то допустима кінцева температура ТпМ.

Якщо розрахунок перевірний, то визначають загальну тривалість і поточний час термообробки, а якщо розрахунок проектний, то визначають поточну довжину ділянки термообробки.

Далі на поточному кроці розрахунку розраховують температурне поле ТпМ.

У разі перевірного розрахунку якщо поточний час менше від загальної тривалості термообробки або в разі проектного розрахунку якщо поточна середня (або локальна) температура більше за допустиму кінцеву температуру, то продовжують визначення температурного поля ТпМ на наступному кроці розрахунку.

Після виведення результатів розрахунку здійснюють їх аналіз: якщо в разі перевірного розрахунку визначена кінцева середня (або локальна) температура ТпМ або в разі проектного розрахунку якщо визначена довжина ділянки термообробки більші за відповідне допустиме значення, то змінюють вихідні дані (при цьому зазвичай потрібно змінити температуру та/або режим руху теплоносія, тип теплоносія або швидкість виробу), після чого розрахунок розпочинають заново.

#### **2.4.3. Алгоритм розрахунку технологічної лінії на базі валкових машин**

Перша одиниця обладнання цієї лінії – роторний змішувач – характеризується певними геометричними характеристиками робочих органів (форма й розміри роторів і змішувальної камери). Тому для забезпечення потрібних параметрів процесу (тривалість змішування, кінцева температура одержуваного ТпМ) потрібно визначити швидкості обертання роторів і параметри системи теплозабезпечення робочих органів. При цьому час змішування визначає продуктивність змішувача і, можливо, лінії в цілому.

У той же час наступні за процесом змішування стадії вальцювання й каландрування мають більше величин для регулювання кінцевих параметрів одержуваної продукції, зокрема його температури: швидкості обертання валків, коефіцієнт фрикції в міжвалкових проміжках, параметри системи теплозабез-

печення валків. При цьому для вальців, особливо періодичної дії, необхідно розрахувати тривалість вальцювання, що визначатиме продуктивність вальців, яка може не відповідати продуктивності попередньої одиниці обладнання – роторного змішувача, що передбачає змінювання вихідних даних для розрахунку одного або обох видів обладнання (уточнення режимів процесів, кількості та/або типорозмірів обладнання та ін.). Зрозуміло, що зі збільшенням одиниць технологічного й допоміжного обладнання відповідні уточнення зростатимуть.

Що стосується ділянки термообробки продукції, то тут можливі такі два варіанти:

1) за умови певної довжини ділянки термообробки та необхідності забезпечення потрібної температури виробу на «холодному» кінці лінії необхідно підібрати параметри системи термообробки та/або максимально можливу швидкість виробу, яка може визначати загальну продуктивність лінії;

2) за умови певної швидкості виробу (загальної продуктивності лінії) та необхідності забезпечення потрібної температури виробу на «холодному» кінці лінії необхідно підібрати параметри системи термообробки та/або довжину ділянки термообробки.

Схему алгоритму технологічної лінії на базі змішувально-валкового обладнання наведено на рис. 2.6.

Вихідними даними для розрахунку лінії є: продуктивність лінії; форма й розміри виробу; початкова температура компонентів перероблюваного ТпМ; максимально допустима температура ТпМ; реологічні й теплофізичні (густина, масова теплоємність, теплопровідність) властивості одержуваного ТпМ як функції температури (або відповідні властивості компонентів ТпМ, а також його якісний і кількісний склад).

Вихідні дані для розрахунку роторного змішувача наведено в п. 2.4.2.1. Після задання значення змінюваного параметра роторного змішувача (найчастіше кутових швидкостей роторів) здійснюють його розрахунок.

Якщо значення щонайменше одного з контрольованих параметрів роторного змішувача перевищує допустиме значення, то змінюють вихідні дані роторного змішувача (при цьому уточнюють значення його змінюваного параметра) або вихідні дані всієї лінії (при цьому уточнюють значення щонайменше одного змінюваного параметра лінії).

Аналогічно розрахунку роторного змішувача розраховують наступні одиниці обладнання лінії: вальців і каландра (див. п. 2.4.2.2), а також пристрою для термообробки (див. п. п. 2.4.2.3).

Після виведення результатів розрахунку здійснюють їх аналіз.

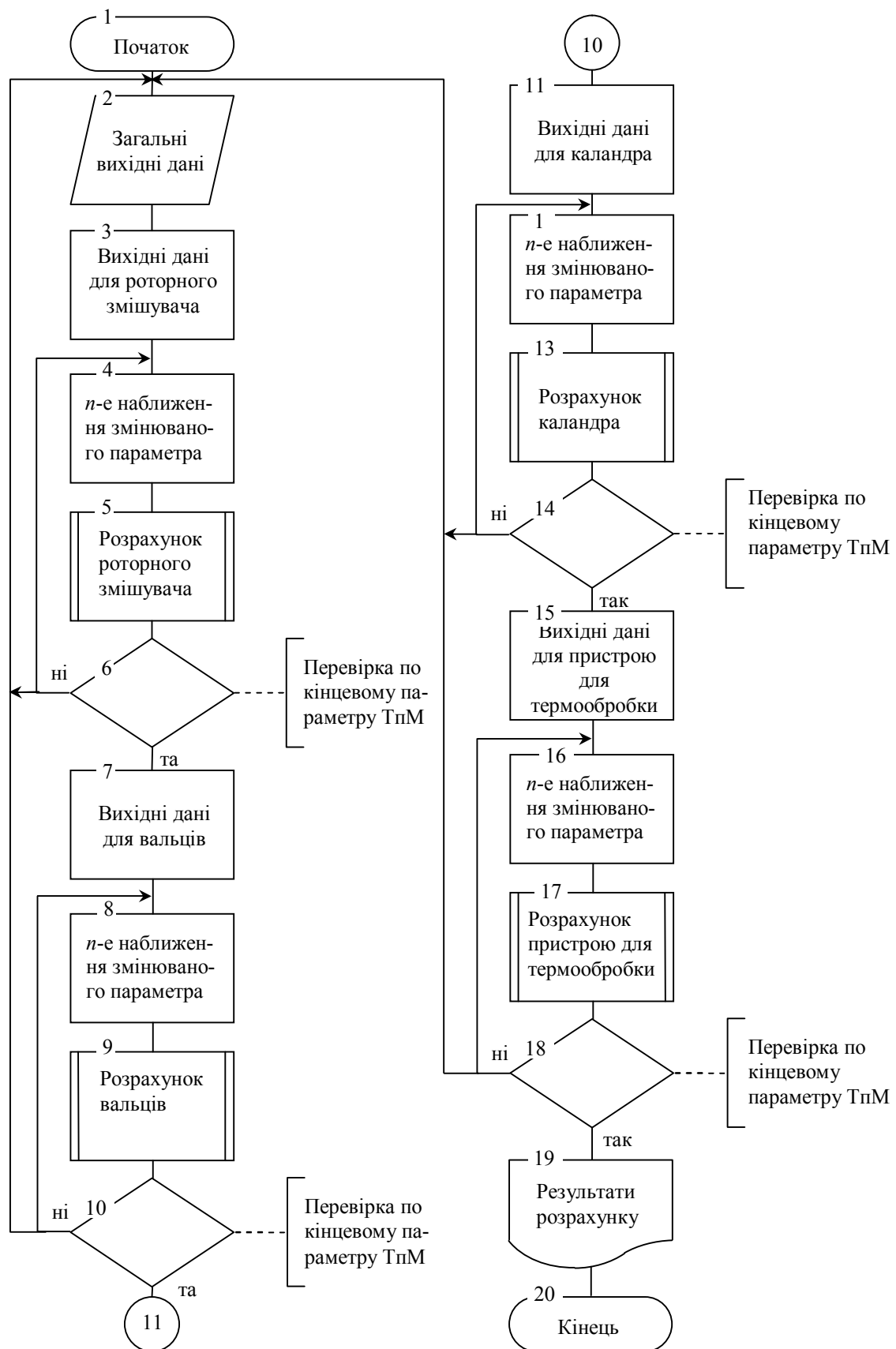


Рис. 2.6. Схема алгоритму розрахунку лінії на базі змішувально-валкового обладнання

### 3. МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПЕРЕРОБЛЕННЯ ПЛАСТМАС І ГУМОВИХ СУМІШЕЙ НА ВАЛКОВИХ МАШИНАХ

#### 3.1. Моделювання процесу течії псевдопластичної рідини в міжвалковому проміжку вальців і каландрів для одержання рулонних і плівкових матеріалів

##### 3.1.1. Математична модель процесу течії псевдопластичної рідини в міжвалковому проміжку

Неізотермічна течія розплаву ТпМ у міжвалкових проміжках валкових машин описується системою диференціальних рівнянь, що являють собою математичне формулювання основних фізичних принципів, і рівняння, що характеризує закон течії рідини. До цих рівнянь належать рівняння нерозривності, руху, енергії та реологічне рівняння (див. п. 2.2).

Під час розроблення математичної моделі було прийнято такі припущення (рис. 3.1):

- оброблюваний матеріал нестисливий;
- надлишковий тиск на початку і в кінці зони деформування міжвалкового проміжку дорівнює нулю;
- вага матеріалу в зоні деформування міжвалкового проміжку мала порівняно із силами тиску, тому нею нехтуємо;
- прискорення матеріалу в міжвалковому проміжку мало внаслідок великої в'язкості ТпМ і невисокої швидкості його течії, тому ним нехтуємо;
- під час контакту з поверхнею валка оброблюваний матеріал прилипає до неї;
- проміжок між валками малий порівняно з радіусом і робочою довжиною валка;
- реологічні й теплофізичні властивості матеріалу залежать від температури;
- перенесенням теплоти вздовж проміжку за рахунок теплопровідності нехтуємо.

З урахуванням прийнятих припущень диференціальні рівняння, що описують процес течії матеріалу в міжвалковому проміжку, набувають виду:

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0; \quad (3.1)$$

$$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} = 0; \quad (3.2)$$

$$\rho c w_x \frac{\partial T}{\partial x} = -\frac{\partial q_y}{\partial y} + q_{\text{дис}}; \quad (3.3)$$

$$\tau_{xy} = K \left| \frac{\partial w_x}{\partial y} \right|^n \operatorname{sign} \left( \frac{\partial w_x}{\partial y} \right), \quad (3.4)$$

де  $w_x$  і  $w_y$  – складові швидкості матеріалу вздовж осей  $x$  і  $y$ , м/с (див. рис. 3.1);  $p$  – тиск у міжвалковому проміжку, Па;  $\tau_{xy}$  – дотичні напруження, Па;  $\rho$  і  $c$  – густина ( $\text{кг/м}^3$ ) і масова теплоємність ( $\text{Дж/(\text{кг}\cdot\text{К})}$ ) оброблюваного матеріалу як функції температури  $T$ , К;  $q_y$  – питомий тепловий потік у напрямку осі  $y$ ,  $\text{Вт/м}^2$ ;  $q_{\text{дис}} = |\tau_{xy}(\partial w_x / \partial y)|$  – інтенсивність енергії дисипації,  $\text{Вт/м}^3$  [8, 13].

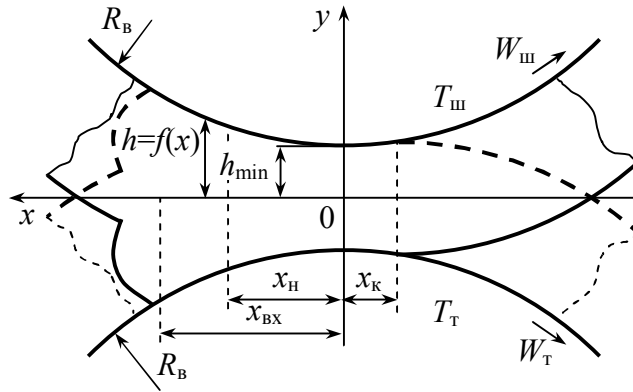


Рис. 3.1. Схема течії матеріалу в міжвалковому проміжку:  $x, y$  – координати, спрямовані уздовж і поперек міжвалкового проміжку, м;  $x_{BX}, x_H, x_K$  – координати входу матеріалу в міжвалковий проміжок, початку й кінця зони деформування, м;  $h, h_{\min}$  – половина поточної й мінімальної величин міжвалкового проміжку, м;  $W_{\text{ш}}, W_T$  – лінійна швидкість робочої поверхні швидкохідного й тихохідного валка, відповідно, м/с;  $T_{\text{ш}}, T_T$  – температура робочої поверхні швидкохідного й тихохідного валка, відповідно, К

При цьому залежність коефіцієнта консистенції від температури визначається залежністю

$$K = K_0 \exp \left( -\beta \frac{T - T_0}{T_0} \right), \quad (3.5)$$

де  $K_0$  – коефіцієнт консистенції ( $\text{Па}\cdot\text{с}^n$ ), визначений за температури  $T_0$  (К);  $\beta$  – температурний коефіцієнт реологічного рівняння.

Початкова умова по температурі

$$T|_{x=x_H} = T_{\text{п}}(y). \quad (3.6)$$

Граничні умови (див. рис. 3.1):

– по швидкості

$$w_x|_{y=-h} = W_T = \psi W_{\text{ш}}; \quad (3.7)$$

$$w_x|_{y=h} = W_{\text{ш}}, \quad (3.8)$$

– по температурі

$$T|_{y=-h} = T_T; \quad (3.9)$$

$$T|_{y=h} = T_{Ш}, \quad (3.10)$$

де  $\psi$  – коефіцієнт фрикції

$$\psi = W_T / W_{Ш}. \quad (3.11)$$

Систему рівнянь (3.1)–(3.5) розв’язуємо, застосовуючи безрозмірні змінні  $\xi$  та  $\varepsilon$  [6; 29–33]:

$$\xi = \frac{x}{\sqrt{2R_B h_{\min}}}; \quad \varepsilon = \frac{y}{h}, \quad (3.12)$$

де

$$h \approx h_{\min} + \frac{x^2}{2R_B} = h_{\min} (1 + \xi^2). \quad (3.13)$$

Розв’язок системи рівнянь (3.1)–(3.5) за початкового (3.6) і граничних (3.7)–(3.10) умов надасть можливість визначити:

- температурне поле матеріалу в будь-якому перерізі міжвалкового проміжку;
- зусилля, що діють на валки;
- крутні моменти, що діють на валки, а отже і потужність приводу валків;
- значення енергії дисипації, одержуваної матеріалом у результаті необоротної деформації зсуву в міжвалковому проміжку.

### **3.1.2. Розв’язання математичної моделі процесу течії псевдопластичної рідини в міжвалковому проміжку**

**3.1.2.1. Визначення меж зони деформації міжвалкового проміжку.** Одними з основних вихідних величин для розрахунку енергосилових параметрів процесу перероблення ТпМ на валкових машинах є межі зони деформації матеріалу у міжвалковому проміжку, а саме координати початку  $x_{\Pi}$  і кінця  $x_K$  зони деформації (див. рис. 3.1), за яких надлишковий тиск у проміжку дорівнює нулю.

Координата кінця зони деформації  $x_K$  залежить від багатьох чинників, характер впливу яких на зміну величини  $x_K$  до кінця не вивчений, тому теоретичне визначення координати  $x_K$  натепер неможливе. Для інженерних розрахунків полімер- і гумопереробного валкового обладнання координату  $x_K$  певного ТпМ визначають дослідним шляхом [29].

З урахуванням експериментальних даних [29], а також заміни змінних (3.12) безрозмірний аналог  $\xi_K$  координати  $x_K$  для більшості ТпМ, що перероб-



ляють у промислових масштабах, лежить у діапазоні від мінус 0,2 до мінус 0,45 [13].

Для знаходження координати початку зони деформації  $\xi_n$ , як уже було зазначено, потрібно визначити переріз міжвалкового проміжку, у якому надлишковий тиск дорівнює нулю.

У більшості праць [20, 30, 31] автори аналізують лише зону деформації при симетричному процесі, проте часто колові швидкості бочок валків, що утворюють проміжок, різні. Відношення швидкості тихохідного валка до швидкості швидкохідного називають коефіцієнтом фрикції (величина, обернена фрикції), а його значення обчислюють за залежністю (3.11) [13].

Визначимо вираз для знаходження координати  $x_n$  за умови несиметричної течії ТпМ у міжвалковому проміжку.

Як було показано раніше, вирази для визначення складової  $w_x$  швидкості та її градієнта вздовж осі  $y$  (швидкості зсуву) за умови симетричної течії ньютонівської рідини в міжвалковому проміжку мають вигляд

$$w_x = W_B \left( 1 - \frac{3}{2} \frac{(\xi^2 - \xi_K^2)}{(1 + \xi^2)} (1 - \varepsilon^2) \right); \quad (3.14)$$

$$\frac{\partial w_x}{\partial y} = \frac{3W_B}{h_{\min}} \frac{(\xi^2 - \xi_K^2)}{(1 + \xi^2)^2} \varepsilon, \quad (3.15)$$

де  $W_B$  – лінійна швидкість поверхні бочки валка, м/с.

У свою чергу, вирази для визначення складової  $w_x$  швидкості та її градієнта вздовж осі  $y$  (швидкості зсуву) за умови симетричної течії неньютонівської рідини, поведінка якої під навантаженням описується степеневим реологічним рівнянням (3.4), у міжвалковому проміжку мають вигляд

$$w_x = W_B \left[ 1 - \left( \frac{1 + 2n}{1 + n} \right) \frac{(\xi^2 - \xi_K^2)}{(1 + \xi^2)} \left( 1 - \varepsilon^{\frac{1+n}{n}} \right) \right]; \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial w_x}{\partial y} = \frac{W_B}{h_{\min}} \left( \frac{1 + 2n}{n} \right) \frac{(\xi^2 - \xi_K^2)}{(1 + \xi^2)^2} \varepsilon^{\frac{1}{n}}. \quad (3.17)$$

Для дослідження локальних характеристик процесу, зокрема, дотичних напружень на межі «перероблюваний матеріал – поверхня валка», потрібно враховувати поправковий коефіцієнт, який є наслідком неврахованого впливу показника степеня  $n$  реологічного рівняння під час виведення виразу для ньютонівської рідини [29]

$$\theta = \frac{(\partial w_x / \partial y)_{(3.17)}}{(\partial w_x / \partial y)_{(3.15)}} \bigg|_{\varepsilon=1} = \frac{1 + 2n}{3n}. \quad (3.18)$$

Тепер розглянемо несиметричний процес.

Для уникнення математичних труднощів під час дослідження несиметричного процесу [13, 20, 29], пов'язаних зі зведенням у дробовий степінь від'ємних величин, розглянемо процес течії в міжвалковому проміжку ньютонівської рідини, але з урахуванням поправок  $\theta$  і  $\zeta$ , визначених під час дослідження симетричного процесу (за залежностями (3.16) і (3.18) відповідно).

Розглянемо систему рівнянь (3.1)–(3.4) з урахуванням граничних умов по швидкості (3.7) і (3.8).

Після підстановки виразу для визначення напружень зсуву

$$\tau_{xy} = \mu \frac{\partial w_x}{\partial y} \quad (3.19)$$

у рівняння (3.2) та його інтегрування одержуємо

$$w_x = W_{\text{ш}} - \frac{h^2}{2\mu} \frac{dp}{dx} \left( 1 - \frac{y^2}{h^2} \right) - \frac{W_{\text{ш}}}{2} (1 - \psi) \left( 1 - \frac{y}{h} \right). \quad (3.20)$$

Питома (на одиницю довжини бочки валка) об'ємна витрата матеріалу ( $\text{м}^2/\text{с}$ ) кризь міжвалковий проміжок визначається залежністю

$$G_V = \int_{-h}^h w_x dy, \quad (3.21)$$

а внаслідок нерозривності потоку

$$G_V = W_{\text{ш}} (1 + \psi) h_{\min} (1 + \xi^2). \quad (3.22)$$

Після інтегрування виразу (3.21) та підстановки в нього залежності (3.20), а також з урахуванням формули (3.22) і заміни змінних (3.12) отримуємо

$$\frac{dp}{d\xi} = \frac{3\mu W_{\text{ш}} \sqrt{2R_{\text{в}} h_{\min}} (1 + \psi) (\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{2h_{\min}^2 (1 + \xi^2)^3}. \quad (3.23)$$

З урахуванням (2.36) залежність (2.33) набуде вигляду

$$w_x = W_{\text{ш}} \left( 1 - \frac{3(1 + \psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{4(1 + \xi^2)} (1 - \varepsilon^2) - \frac{(1 - \psi)}{2} (1 - \varepsilon) \right). \quad (3.24)$$

Тоді вираз для визначення градієнта швидкості  $\partial w_x / \partial y$  матиме вигляд

$$\frac{\partial w_x}{\partial y} = \frac{W_{\text{ш}}}{2h_{\min}} \left( \frac{3(1 + \psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1 + \xi^2)^2} \varepsilon + \frac{1 - \psi}{1 + \xi^2} \right). \quad (3.25)$$

Як видно з рівняння (3.24) течія ТпМ у міжвалковому проміжку представлена сумою двох потоків: першого – течією з трапецієвидним розподілом швидкості, а другого – течією з параболічним розподілом швидкості, напрямки якого залежить від знака градієнта тиску.

В'язкість розплаву ТпМ, яка визначається залежністю

$$\mu = K \left| \frac{\partial w_x}{\partial y} \right|^{n-1}, \quad (3.26)$$

з урахуванням (3.25) набуде вигляду

$$\mu = K \left| \frac{W_{\text{ш}}}{2h_{\text{min}}} \left( \frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1+\xi^2)^2} \varepsilon + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right) \right|^{n-1}.$$

Середня по ширині проміжку в'язкість матеріалу з урахуванням поправкового коефіцієнта  $\theta$ , помноженого на доданок виразу (3.25), що враховує параболічний характер течії потоку, становить

$$\mu = \frac{KW_{\text{ш}}^{n-1}(1+\xi^2)^3}{2^n h_{\text{min}}^{n-1}(1+2n)(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)} \left[ |A|^n \text{sign}(A) - |B|^n \text{sign}(B) \right],$$

де

$$A = \left( \frac{1+2n}{n} \right) \frac{(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1+\xi^2)^2} + \frac{1-\psi}{1+\xi^2}; \quad (3.27)$$

$$B = - \left( \frac{1+2n}{n} \right) \frac{(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1+\xi^2)^2} + \frac{1-\psi}{1+\xi^2}. \quad (3.28)$$

Тоді градієнт тиску з урахуванням поправкового коефіцієнта  $\zeta$  визначатиметься залежністю

$$\frac{dp}{d\xi} = \frac{KW_{\text{ш}}^n \sqrt{2R_{\text{в}} h_{\text{min}}}}{(2h_{\text{min}})^{n+1}} \left( \frac{|A|^n \text{sign}(A) - |B|^n \text{sign}(B)}{1+\xi^2} \right). \quad (3.29)$$

Підставляючи у вираз (3.29) значення коефіцієнта фрикції  $\psi = 1$ , одержуємо залежність (3.14) для визначення градієнта тиску при симетричному процесі.

Таким чином, розподіл тиску вздовж міжвалкового проміжку може бути отримано після інтегрування по змінній  $\xi$  виразу (3.29). При цьому область деформації міжвалкового проміжку лежить у границях від  $\xi_{\text{п}}$  до  $\xi_{\text{к}}$ , за яких нижче наведений інтеграл дорівнює нулю

$$\int_{\xi_k}^{\xi} \frac{|A|^n \operatorname{sign}(A) - |B|^n \operatorname{sign}(B)}{1 + \xi^2} d\xi = 0. \quad (3.30)$$

Аналіз отриманої залежності  $\xi_{\Pi} = f(|\xi_k|, \psi, n)$  показує, що як при симетричному, так і при несиметричному процесі течії ТпМ у міжвалковому проміжку координата  $\xi_{\Pi}$  зростає зі збільшенням  $|\xi_k|$ , при цьому збільшення  $|\xi_k|$  понад 0,45 призводить до стрімкого зростання координати початку зони деформації  $\xi_{\Pi}$ . Це пояснюється тим, що матеріал, який має значні релаксаційні властивості, починає рано взаємодіяти з робочими поверхнями обох валків. Зі збільшенням показника степеня реологічного рівняння координата  $\xi_{\Pi}$  за певного значення  $|\xi_k|$  дещо знижується. Залежність  $\xi_{\Pi}$  за певного значення  $|\xi_k|$  від  $n$  при несиметричному процесі неоднозначна і залежить також від величини коефіцієнта фрикції  $\psi$ . При цьому зі зменшенням коефіцієнта фрикції спостерігається деяке зниження, порівняно з симетричним процесом, координати  $\xi_{\Pi}$ . У цілому же характер залежності  $\xi_{\Pi}$  від  $|\xi_k|$  при несиметричному процесі зберігається.

У табл. 3.1 наведено значення безрозмірної координати початку зони деформування  $\xi_{\Pi}$  від абсолютного значення безрозмірної координати її кінця  $|\xi_k|$  і показника степеня реологічного рівняння  $n$  за різних значень коефіцієнта фрикції  $\psi$ , а на рис. 3.2 – графічну залежність  $\xi_{\Pi} = f(|\xi_k|, \psi, n)$  [32, 33].

Таблиця 3.1. Значення безрозмірної координати початку зони деформування  $\xi_{\Pi}$  від параметрів процесу в міжвалковому проміжку

$ \xi_k $	$n$	$\psi$									
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
0,2	0,1	0,35	0,33	0,32	0,43	0,49	0,53	0,56	0,59	0,60	0,61
	0,2	0,41	0,39	0,37	0,36	0,35	0,43	0,50	0,54	0,56	0,57
	0,3	0,42	0,41	0,40	0,39	0,37	0,37	0,45	0,50	0,53	0,54
	0,4	0,42	0,42	0,42	0,40	0,39	0,39	0,41	0,47	0,50	0,52
	0,5	0,42	0,42	0,42	0,41	0,40	0,40	0,40	0,46	0,49	0,50
0,3	0,1	0,79	0,87	0,92	0,96	0,99	1,03	1,05	1,07	1,08	1,09
	0,2	0,56	0,66	0,72	0,81	0,88	0,92	0,96	0,98	1,00	1,00
	0,3	0,60	0,59	0,59	0,70	0,79	0,85	0,89	0,92	0,94	0,94
	0,4	0,64	0,62	0,62	0,63	0,74	0,80	0,84	0,87	0,89	0,90
	0,5	0,60	0,65	0,64	0,65	0,71	0,77	0,81	0,83	0,85	0,86
0,4	0,1	1,61	1,68	1,77	1,81	1,83	1,87	1,92	1,95	1,98	1,99
	0,2	1,24	1,39	1,49	1,59	1,65	1,72	1,77	1,80	1,82	1,84
	0,3	0,99	1,20	1,34	1,45	1,53	1,59	1,65	1,68	1,71	1,73
	0,4	0,94	1,08	1,24	1,35	1,44	1,50	1,56	1,59	1,62	1,63
	0,5	0,99	1,03	1,18	1,29	1,38	1,44	1,49	1,52	1,54	1,55
0,45	0,1	2,35	2,51	2,55	2,71	2,78	2,85	2,91	2,93	2,99	3,01
	0,2	1,88	2,08	2,26	2,38	2,51	2,62	2,69	2,76	2,81	2,85
	0,3	1,59	1,83	2,02	2,18	2,34	2,45	2,55	2,64	2,69	2,72
	0,4	1,42	1,67	1,88	2,06	2,21	2,34	2,44	2,52	2,58	2,61
	0,5	1,32	1,60	1,81	1,99	2,14	2,26	2,36	2,44	2,49	2,51

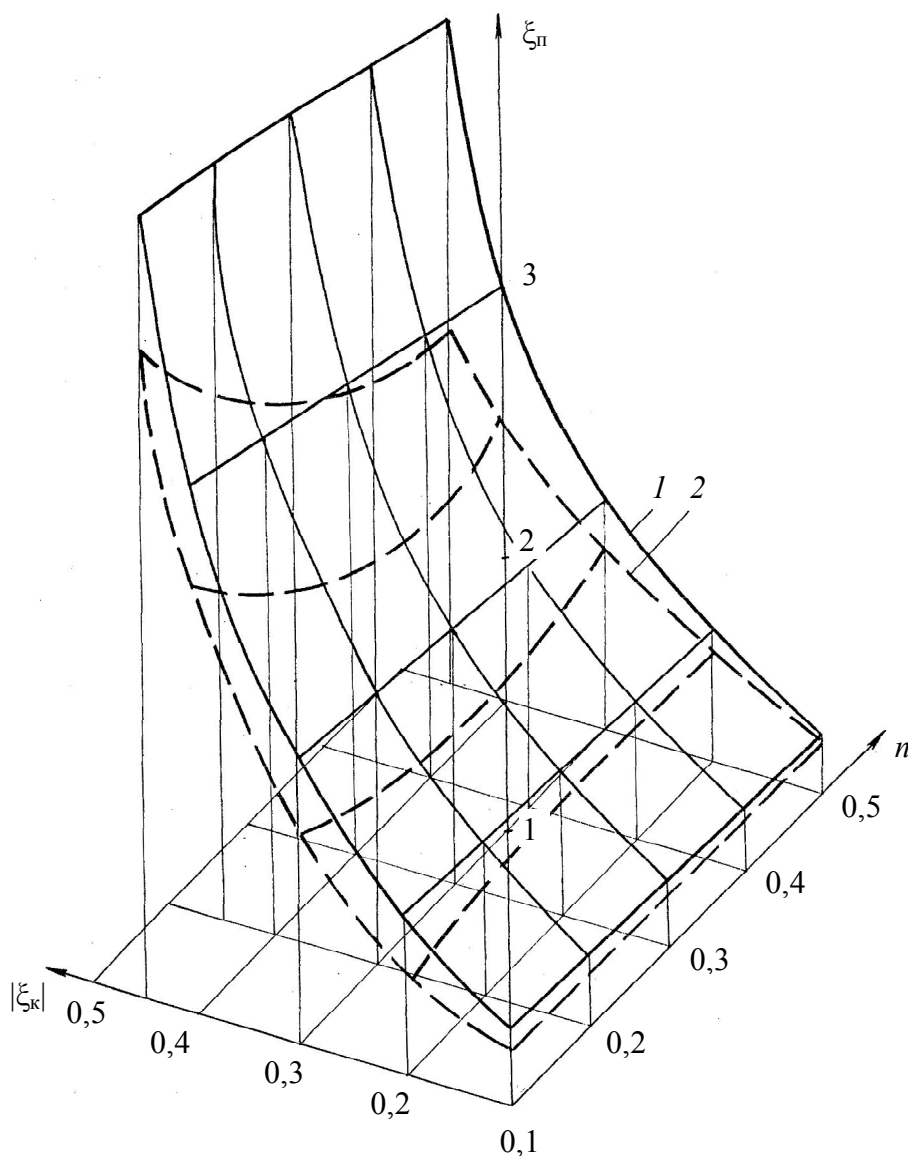


Рис. 3.2. Залежність безрозмірної координати початку зони деформування міжвалкового проміжку від безрозмірної координати її кінця й показника степеня реологічного рівняння за коефіцієнта фрикції  $\psi = 1,0$  (1) і  $\psi = 0,1$  (2)

Нижче наведено залежність для визначення величини  $\xi_{\Pi}$ , отриману в результаті оброблення даних, наведених у табл. 3.1, методом найменших квадратів у діапазонах зміни аргументів  $0,20 \leq |\xi_K| \leq 0,45$  і  $0,1 \leq n \leq 0,5$ :

$$\begin{aligned} \xi_{\Pi} = & - \left( 0,213\psi^3 - 185,675|\xi_K|^3 + 2,907n^3 + 4,942\psi^3|\xi_K| + 0,126\psi^2n - 12,917\psi|\xi_K|^2 + \right. \\ & + 6,338|\xi_K|^2n + 3,274\psi n^2 - 7,807|\xi_K|n^2 - 7,3519\psi|\xi_K|n - 1,62\psi^2 + 155,2262|\xi_K|^2 - \\ & - 3,8217n^2 + 1,8717\psi|\xi_K| + 0,097\psi n + 10,587|\xi_K|n + 0,4066\psi - 47,5124|\xi_K| - \\ & \left. - 0,2888n + 4,218 \right) \end{aligned}$$

Отримані залежності (3.29) і (3.30) для градієнта тиску й координати початку зони деформації міжвалкового проміжку потрібні для визначення розпирних зусиль, які діють на валки та застосовуються для розрахунку силових елементів машини (валків, станин, траверс) на міцність і жорсткість.

**3.1.2.2. Температурне поле матеріалу в міжвалковому проміжку.** Для визначення температурного поля перероблюваного матеріалу необхідно вирішити систему диференціальних рівнянь (3.1)–(3.4), що описують неізотермічну течію ТпМ у міжвалковому проміжку.

Методика розв’язання цієї системи рівнянь докладно описана в працях [6, 8, 13, 29]. Рівняння енергії (3.3) із взятими припущеннями набуває виду

$$\rho c w_x \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \tau_{yx} \frac{\partial w_x}{\partial y}, \quad (3.31)$$

а після переходу до безрозмірних змінних (3.12) і відповідних перетворень

$$\begin{aligned} & \frac{\rho c W_{\text{ш}}}{\sqrt{2} R_{\text{в}} h_{\text{min}}} \left[ 1 - \frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{4(1+\xi^2)} (1 - \varepsilon^2) - \frac{(1-\psi)(1-\varepsilon)}{2} \right] \frac{\partial T}{\partial \xi} = \\ & = \frac{\lambda}{h_{\text{min}}^2 (1+\xi^2)^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \varepsilon^2} + K \left( \frac{V_{\text{ш}}}{2h_{\text{min}}} \right)^{n+1} \left| \frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1+\xi^2)^2} \varepsilon + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right|^{n+1}. \end{aligned} \quad (3.32)$$

з початковою (3.6) і граничними (3.9) і (3.10) умовами (тут  $\lambda$  – теплопровідність ТпМ як функція температури, Вт/(м·К)).

Результатом розв’язання рівняння (3.32) є масив температур у міжвалковому проміжку, що дає можливість зробити висновок щодо температурного режиму процесу перероблення за локальними значеннями температури й запобігти термічній деструкції матеріалу (при цьому середнє значення температури ТпМ у міжвалковому проміжку може перебувати в межах норми).

Рівняння (3.32) являє собою квазілінійне диференціальне рівняння параболічного типу, аналітичне розв’язання якого неможливе. Для його розв’язання рекомендується застосовувати метод скінченних різниць (метод сіток) [26–28], за якого область безперервної зміни незалежних змінних заміняють сіткою – кінцевою множиною точок, на якій замість функцій безперервного аргументу розглядаються функції дискретного аргументу, які визначаються у вузлах сітки. Зазначений метод дає змогу перетворити вихідне диференціальне рівняння на систему алгебричних рівнянь. Зазвичай використовують неявну схему скінченнорізницевої сітки, за якої величини кроків по координатах не залежать одна від одної, а обчислювані похибки взаємно компенсуються, внаслідок чого помилка результату буде малою для всього процесу обчислень.

Розрахунок рівняння (3.32) проводиться за відомим алгоритмом розв'язання рівнянь даного типу [26]. Методику розв'язання рівняння енергії докладно розглянуто в праці [8].

Приводячи рівняння (3.32) і граничні умови (3.9) і (3.10) до загального виду, одержимо коефіцієнти при похідних і правій частині рівняння (2.13):

$$C(T, t, x) = \frac{\rho c W_{\text{ш}}}{\sqrt{2R_{\text{в}} h_{\text{мін}}}} \left[ 1 - \frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{4(1+\xi^2)} (1-\varepsilon^2) - \frac{(1-\psi)}{2} (1-\varepsilon) \right];$$

$$k(T, t, x) = \frac{\lambda}{h_{\text{мін}}^2 (1+\xi^2)^2}; \quad A(T, t, x) = 0;$$

$$f(T, t, x) = K \left( \frac{V_{\text{ш}}}{2h_{\text{мін}}} \right)^{n+1} \left| \frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1+\xi^2)^2} \varepsilon + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right|^{n+1}.$$

Якщо коефіцієнти граничних умов (2.15) і (2.16) рівняння (2.13) взяти такими, що дорівнюють:

$$\begin{aligned} \alpha_1(t) &= 1, & \beta_1(t) &= 0, & \varphi_1(t) &= T_{\text{т}}; \\ \alpha_2(t) &= 1, & \beta_2(t) &= 0, & \varphi_2(t) &= T_{\text{ш}}, \end{aligned}$$

то ці граничні умови відповідатимуть виду граничних умов (3.9) і (3.10) рівняння (3.32).

Знання температурного поля надасть змогу попередити локальний перегрів матеріалу, його можливу термодеструкцію, а отже і зниження якості одержуваної продукції. Визначення температури перероблюваного матеріалу потрібне і для подальшого розрахунку енергосилових характеристик процесу, а також параметрів теплоносія, що циркулює у валках.

**3.1.2.3. Визначення розпирних зусиль, що діють на валки.** Розпирні зусилля, що діють на валки, які утворюють міжвалковий проміжок, можна визначити за формулою

$$F = L_{\text{в}} \int_{x_{\text{к}}}^{x_{\text{п}}} p dx, \quad (3.33)$$

де  $L_{\text{в}}$  – довжина робочої частини бочки валка, м.

У разі застосування безрозмірних координат

$$F = L_{\text{в}} \sqrt{2R_{\text{в}} h_{\text{мін}}} \int_{\xi_{\text{к}}}^{\xi_{\text{п}}} \int_{\xi_{\text{к}}}^{\xi} \left( \frac{dp}{d\xi} \right) d\xi d\xi. \quad (3.34)$$

Підставляючи в залежність (3.34) значення градієнта тиску з формули (3.29), отримуємо

$$F = KL_B R_B \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2h_{\text{min}}} \right)^n \int_{\xi_K}^{\xi_{\Pi}} \int_{\xi_K}^{\xi} \left( \frac{|A|^n \text{sign}(A) - |B|^n \text{sign}(B)}{1 + \xi^2} \right) d\xi d\xi, \quad (3.35)$$

де комплекси  $A$  і  $B$  визначають за залежностями (3.27) і (3.28).

Оскільки подвійний інтеграл, що входить до формули (3.35), аналітично визначити неможливо, то для його розрахунку варто скористатися одним з числових методів.

На рис. 3.3 наведено залежність повного розпірного зусилля від коефіцієнта фрикції для випадку:  $R_B = 0,355$  м;  $L_B = 1$  м;  $h_{\text{min}} = 0,001$  м;  $W_{\text{ш}} = 0,5$  м/с;  $\xi_K = -0,4$ ;  $n = 0,2$ ;  $K = 135000$  Па·с <sup>$n$</sup> .

Як видно з рис. 3.3, розпірні зусилля за інших однакових умов зменшуються зі зниженням коефіцієнта фрикції. Це можна пояснити тим, що витрата матеріалу крізь міжвалковий проміжок визначається в першу чергу швидкістю швидкохідного валка (витрата матеріалу не може перевищувати витрату при симетричному процесі; мінімальна же витрата має місце при асиметричному процесі, тобто за умови нерухомого тихохідного валка, і становить половину витрати, забезпечуваної симетричним процесом).

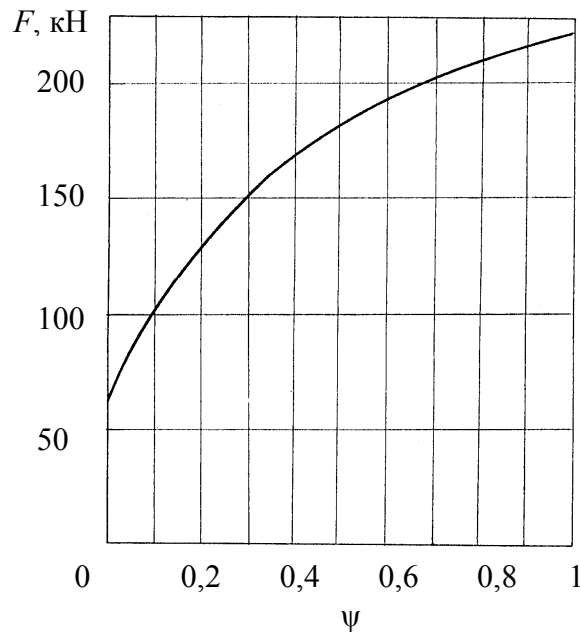


Рис. 3.3. Залежність питомого розпірного зусилля від коефіцієнта фрикції

Таким чином, за залежністю (3.35) можна визначити розпірні зусилля, що діють на валки, які утворюють міжвалковий проміжок, як при симетричному, так і при несиметричному процесі перероблення ТпМ. Розпірні зусилля використовують для обчислення повних зусиль, що діють на кожний з валків і



які потрібні для розрахунку елементів валкової машини на міцність і жорсткість.

**3.1.2.4. Визначення крутних моментів, що діють на валки, і потужності приводу валків.** Натепер потужність, потрібну для обертання валків із заданою швидкістю, прийнято визначати виходячи або з потужності дисипації, або із крутного моменту, створюваного на поверхні валка силами тертя, що діють з боку деформованого в робочих проміжках валкової машини ТпМ. Визначення потужності приводу через потужність дисипації в міжвалковому проміжку коректно лише в разі наявності в машини загального приводу валків, а також симетричного процесу перероблення (з точки зору як швидкості, так і температури) за індивідуального приводу валків. За підвищеної фрикції в міжвалковому проміжку та індивідуального приводу валків визначення потужностей приводів через потужність дисипації призводить до значної похибки (див. п. 4.2). Тому визначення потужностей приводів валків здійснюватимемо через крутні моменти на валках.

Під час течії матеріалу між зустрічно обертовими валками існують дві області: область відставання, у якій крутний момент, створений силами в'язкого тертя, спрямований у бік, протилежний обертанню валка, і область випередження, де напрямок дії сил тертя та обертання валка збігаються [13, 29, 34, 35]. Іншими словами, у першій області потужність передається від валків до ТпМ, а в другій – від ТпМ до валків.

Зі зменшенням коефіцієнта фрикції крутний момент на швидкохідному валку збільшується, тоді як на тихохідному – зменшується, і може настати режим перероблення, коли крутний момент на тихохідному валку не тільки стане рівним нулю, але й змінить напрямок на протилежний.

Повні крутні моменти, що діють на валки, які утворюють міжвалковий проміжок, і витрачаються на деформування матеріалу, можуть бути визначені за залежністю [13, 36]

$$M = L_B R_B \int_{x_K}^{x_{BX}} \tau_{yx} \Big|_{y=\pm h} dx$$

або в системі безрозмірних координат

$$M = L_B R_B \sqrt{2R_B h_{\min}} \int_{\xi_K}^{\xi_{BX}} \tau_{yx} \Big|_{\varepsilon=\pm 1} d\xi.$$

При симетричній течії неньютонівської рідини між зустрічно обертовими валками крутні моменти, що діють на валки, однакові за величиною, але протилежні за напрямком [13]

$$M = K L_B R_B \sqrt{2 R_B h_{\min}} \left( \frac{1+2n}{n} \right)^n \left( \frac{W_{\text{ш}}}{h_{\min}} \right)^n \int_{\xi_K}^{\xi_{\text{BX}}} \frac{|\xi^2 - \xi_K^2|^n \text{sign}(\xi^2 - \xi_K^2)}{(1 + \xi^2)^{2n}} d\xi.$$

Для розрахунку крутних моментів  $M_{\text{ш}}$  і  $M_{\text{Т}}$ , які діють на швидкохідний і тихохідний валки при несиметричній течії неньютонівської псевдопластичної рідини, з метою запобігання математичних труднощів необхідно врахувати поправковий коефіцієнт (3.16):

$$M_{\text{ш}} = K L_B R_B \sqrt{2 R_B h_{\min}} \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2 h_{\min}} \right)^n \int_{\xi_K}^{\xi_{\text{BX}}} |A|^n \text{sign}(A) d\xi; \quad (3.36)$$

$$M_{\text{Т}} = -K L_B R_B \sqrt{2 R_B h_{\min}} \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2 h_{\min}} \right)^n \int_{\xi_K}^{\xi_{\text{BX}}} |B|^n \text{sign}(B) d\xi. \quad (3.37)$$

На рис. 3.4 наведено графічні залежності питомих крутних моментів (моментів, що діють на одиницю довжини валків) залежно від коефіцієнта фрикції під час перероблення матеріалу за таких умов:  $R_B = 0,355$  м;  $L_B = 1$  м;  $h_{\min} = 0,001$  м;  $W_{\text{ш}} = 0,5$  м/с;  $\xi_K = -0,4$ ;  $n = 0,1, 0,2$  і  $0,3$ ;  $K = 135000$  Па·с<sup>*n*</sup>.

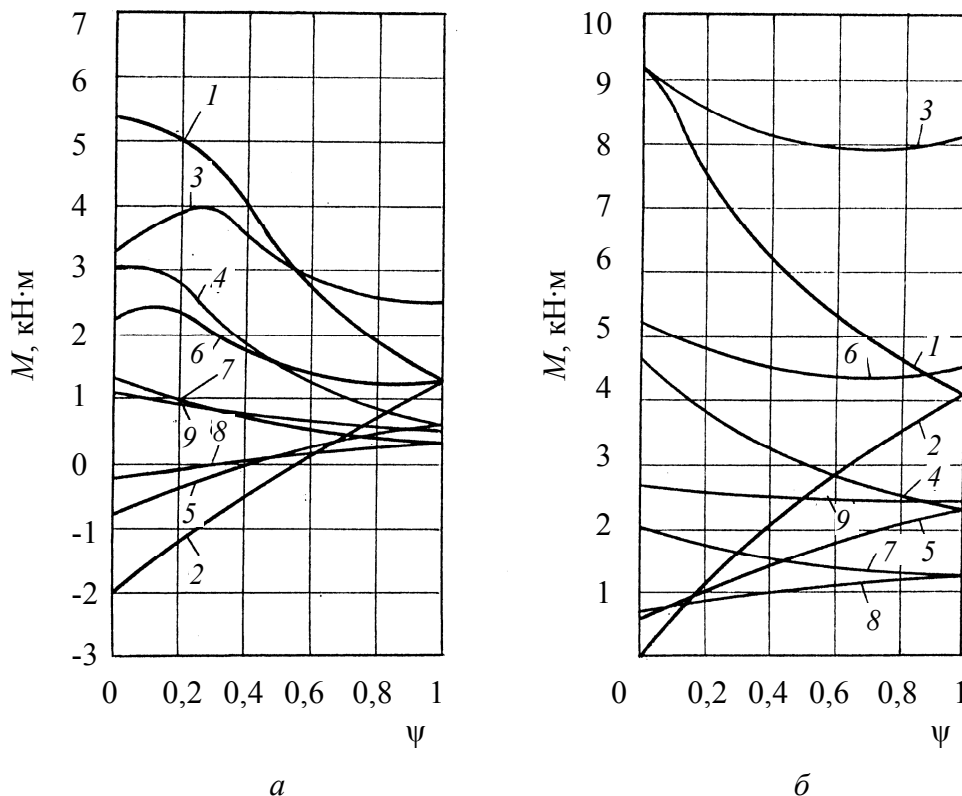


Рис. 3.4. Залежність питомих крутних моментів від коефіцієнта фрикції для  $\xi_{\text{BX}}=1,0$  і  $\xi_K=-0,3$  (а), а також  $\xi_{\text{BX}}=1,9$  і  $\xi_K=-0,4$  (б):  
1, 2, 3 –  $M_{\text{ш}}$ ,  $M_{\text{Т}}$  і  $M_{\Sigma}$  за умови  $n=0,1$ ; 4, 5 6 –  $M_{\text{ш}}$ ,  $M_{\text{Т}}$  і  $M_{\Sigma}$  за умови  $n=0,2$ ;  
7, 8, 9 –  $M_{\text{ш}}$ ,  $M_{\text{Т}}$  і  $M_{\Sigma}$  за умови  $n=0,3$

Як видно з наведених результатів, зі зменшенням коефіцієнта фрикції крутний момент на тихохідному валку зменшується і за певного значення  $\psi$  може стати рівним нулю, а за подальшого зменшення зазначеного коефіцієнта – прийняти напрямок, зворотний напрямку обертання валка. При цьому для забезпечення стійкого обертання валків із заданим коефіцієнтом фрикції у проміжку між ними потрібно, щоб приводний електродвигун тихохідного валка (у разі наявності у валків індивідуальних приводів) працював у режимі генератора або електромагнітного гальма.

Потужність, що витрачається приводними машинами валків у режимі роботи двигуна, можна визначити з виразу

$$N = M\omega, \quad (3.38)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість валка, рад/с.

Тоді потужності, необхідні для забезпечення відповідних крутних моментів на швидкохідному й тихохідному валках (див. залежності (3.36) і (3.37)), становитимуть:

$$N_{\text{ш}} = \frac{KL_{\text{в}}R_{\text{в}}W_{\text{ш}}^{n+1}\sqrt{2R_{\text{в}}h_{\text{min}}}}{(2h_{\text{min}})^n} \int_{\xi_{\text{к}}}^{\xi_{\text{вх}}} |A|^n \text{sign}(A) d\xi; \quad (3.39)$$

$$N_{\text{т}} = -\frac{KL_{\text{в}}R_{\text{в}}W_{\text{ш}}^{n+1}\sqrt{2R_{\text{в}}h_{\text{min}}}}{(2h_{\text{min}})^n} \int_{\xi_{\text{к}}}^{\xi_{\text{вх}}} |B|^n \text{sign}(B) d\xi. \quad (3.40)$$

Знак мінус у залежності (3.40) указує, що потужність, яка споживається двигуном тихохідного валка, позитивна (у той час, як крутні моменти на валках, що обертаються у протилежних напрямках, у загальному випадку мають різні знаки).

На рис. 3.5 наведено залежності  $N_{\text{ш}}$ ,  $N_{\text{т}}$  і сумарної потужності  $N_{\Sigma}$  від коефіцієнта фрикції для режиму перероблення, зазначеного вище.

Як бачимо, у разі роботи електричної машини приводу в режимі двигуна зі зменшенням коефіцієнта фрикції за інших однакових умов крутний момент і відповідно потужність, яка витрачається для його забезпечення, на швидкохідному валку збільшується, а на тихохідному – зменшується, у той час як сумарні значення зазначених величин змінюються у вузькому діапазоні, майже не перевищуючи сумарної потужності, споживаної приводом при симетричному процесі.

За безперервного процесу перероблення ТпМ на каландрі й варіювання коефіцієнта фрикції в будь-якому міжвалковому проміжку потужність, що витрачається на деформацію матеріалу, зазвичай збільшується зі зменшенням коефіцієнта фрикції, тому що відповідний міжвалковий проміжок необхідно збільшувати.

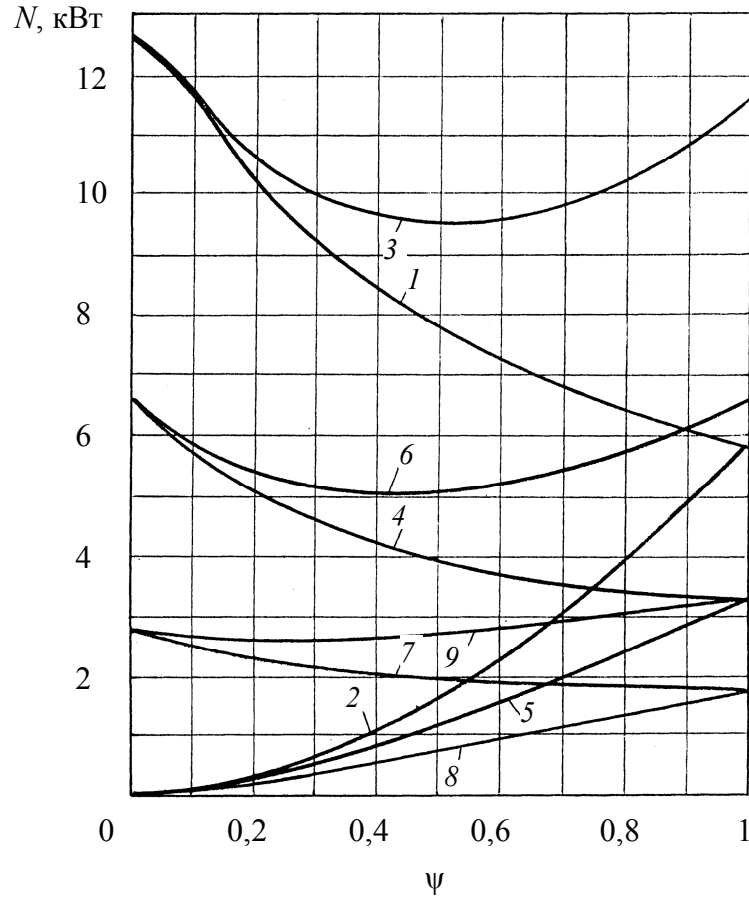


Рис. 3.5. Залежність питомих потужностей на валку від коефіцієнта фрикції для  $\xi_{\text{BX}} = 1,9$  і  $\xi_{\text{K}} = -0,4$ : 1, 2, 3 –  $N_{\text{ш}}$ ,  $N_{\text{T}}$  і  $N_{\Sigma}$  за умови  $n = 0,1$ ; 4, 5, 6 –  $N_{\text{ш}}$ ,  $N_{\text{T}}$  і  $N_{\Sigma}$  за умови  $n = 0,2$ ; 7, 8, 9 –  $N_{\text{ш}}$ ,  $N_{\text{T}}$  і  $N_{\Sigma}$  за умови  $n = 0,3$

**3.1.2.5. Визначення дотичних зусиль, що діють на валки.** З боку матеріалу, що деформується в міжвалковому проміжку, крім тиску на робочу поверхню валків також діють дотичні напруження, результатом дії яких є сили, що прикладені до робочих поверхонь валків і чинять опір їх обертанню. Величину зазначеного дотичного зусилля можна визначити за залежністю  $P = M/R_{\text{B}}$ .

Тоді дотичні зусилля для швидкохідного й тихохідного валків можна обчислити, скориставшись формулами для відповідних крутних моментів (3.36) і (3.37):

$$P_{\text{ш}} = KL_{\text{B}} \sqrt{2R_{\text{B}} h_{\text{min}}} \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2h_{\text{min}}} \right)^n \int_{\xi_{\text{K}}}^{\xi_{\text{BX}}} |A|^n \text{sign}(A) d\xi; \quad (3.41)$$

$$P_{\text{T}} = -KL_{\text{B}} \sqrt{2R_{\text{B}} h_{\text{min}}} \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2h_{\text{min}}} \right)^n \int_{\xi_{\text{K}}}^{\xi_{\text{BX}}} |B|^n \text{sign}(B) d\xi. \quad (3.42)$$

За допомогою визначених розпірних  $F$  і дотичних  $P$  зусиль у всіх міжвалкових проміжках, які утворені певним валком з вагою  $G_b$ , можна обчислити повні зусилля, які діють на валки і які потрібні для розрахунку елементів валкової машини на міцність і жорсткість.

### 3.1.2.6. Дисипативна складова енергетичного балансу валків.

Після визначення інтенсивності дисипації механічної енергії і температурного поля ТпМ у міжвалковому проміжку можна знайти дисипативну складову енергетичного балансу зі співвідношення

$$Q_{\text{дис}} = \int_V q_{\text{дис}} dy dx dz, \quad (3.43)$$

де  $V$  – об'єм матеріалу, що піддається деформуванню в міжвалковому проміжку,  $\text{м}^3$ .

З урахуванням довжини бочки валка між обмежувальними стрілами

$$Q_{\text{дис}} = L_b \int_{x_k}^{x_{bx}} \int_{-h}^h q_{\text{дис}} dy dx,$$

або в безрозмірних координатах

$$Q_{\text{дис}} = L_b h_{\min} \sqrt{2R_b h_{\min}} \int_{\xi_k}^{\xi_{bx}} \int_{-1}^1 \tau_{yx} \left| \frac{\partial w_x}{\partial y} \right| (1 - \xi^2) d\xi d\xi. \quad (3.44)$$

Залежність для  $Q_{\text{дис}}$  при симетричній течії ньютонівської рідини в проміжку між валками має вигляд [13]

$$Q_{\text{дис}} = 2KL_b \sqrt{2R_b h_{\min}} \frac{(3W_b)^{n+1}}{(n+2)h_{\min}^n} \int_{\xi_k}^{\xi_{bx}} \frac{|\xi^2 - \xi_k^2|^{n+1}}{(1 + \xi^2)^{2n+1}} d\xi. \quad (3.45)$$

Енергія дисипації при симетричній течії в міжвалковому проміжку матеріалу, що підпорядковується степеневому реологічному закону, з урахуванням залежностей (3.4) і (3.15) визначиться формулою

$$Q_{\text{дис}} = 2KL_b \sqrt{2R_b h_{\min}} \left( \frac{1+2n}{n} \right)^n \frac{W_b^{n+1}}{h_{\min}^n} \int_{\xi_k}^{\xi_{bx}} \frac{|\xi^2 - \xi_k^2|^{n+1}}{(1 + \xi^2)^{2n+1}} d\xi. \quad (3.46)$$

Похибка, що допускається під час визначення енергії дисипації, виходячи із припущення, що перероблюваний матеріал – ньютонівська рідина, порівняно з результатом, одержуваним під час обчислень за залежністю (3.46), визначається виразом

$$\phi = \frac{Q_{\text{дис}}|_{(3.46)}}{Q_{\text{дис}}|_{(3.45)}} = \left( \frac{1+2n}{n} \right) \frac{(n+2)}{3^{n+1}}. \quad (3.47)$$

Далі знайдемо залежність для визначення потужності дисипації при не-симетричному процесі.

Через математичні труднощі під час зведення в дробовий степінь від'ємних величин зробимо так само, як у п. 2.1.2.1, тобто розглянемо течію ньютонівської рідини, а потім візьмемо до уваги поправку  $\phi$  згідно з формулою (3.47).

Враховуючи вирази (3.25), (3.44) і (3.47), одержимо

$$Q_{\text{дис}} = \frac{KL_{\text{в}} \sqrt{2R_{\text{в}} h_{\text{мін}}}}{h_{\text{мін}}^n} \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2} \right)^{n+1} \left( \frac{1+2n}{n} \right)^n \frac{1}{(1+\psi)3^{n+2}} \times \\ \times \int_{\xi_{\text{к}}}^{\xi_{\text{вх}}} \left( |C|^{n+2} + |D|^{n+2} \right) \frac{(1+\xi^2)^3}{|\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2|} d\xi, \quad (3.48)$$

де

$$C = \frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1+\xi^2)^2} + \frac{1-\psi}{1+\xi^2}; \quad D = -\frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1+\xi^2)^2} + \frac{1-\psi}{1+\xi^2}. \quad (3.49)$$

Значення енергії дисипації, визначеної за залежністю (3.48), може бути використано в теплоенергетичному балансі валкової машини в цілому. Проте для розрахунку систем теплозабезпечення валків потрібно знати дисипативну складову теплоенергетичного балансу кожного валка.

Енергію дисипації, одержувану матеріалом у результаті необоротної деформації зсуву в міжвалковому проміжку, розподілимо між валками, що його утворюють, як енергію, одержувану матеріалом у результаті його деформації в половині області міжвалкового проміжку, прилеглої до валка, що розглядається, тобто в об'ємі, обмеженому робочою поверхнею валка, обмежувальними стрілами й поздовжньою площиною симетрії міжвалковому проміжку.

З урахуванням зазначеного, потужність дисипації  $Q_{\text{дис ш}}$ , забезпечувана швидкохідним валком, визначається в результаті інтегрування залежності питомої потужності дисипації в інтервалі безрозмірної координати  $\epsilon$  від 0 до 1, а потужність дисипації  $Q_{\text{дис т}}$ , забезпечувана тихохідним валком – в інтервалі безрозмірної координати  $\epsilon$  від мінус 1 до 0:

$$Q_{\text{дис ш}} = \frac{KL_{\text{в}} \sqrt{2R_{\text{в}} h_{\text{мін}}}}{h_{\text{мін}}^n} \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2} \right)^{n+1} \left( \frac{1+2n}{n} \right)^n \frac{(n+2)}{3^{n+1}} \times$$

$$\times \int_{\xi_K}^{\xi_{BX}} \int_0^1 \left| \frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_K^2)}{(1+\xi^2)^2} \varepsilon + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right|^{n+1} (1+\xi^2) d\varepsilon d\xi; \quad (3.50)$$

$$Q_{\text{дис Т}} = \frac{KL_B \sqrt{2R_B h_{\min}}}{h_{\min}^n} \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2} \right)^{n+1} \left( \frac{1+2n}{n} \right)^n \frac{(n+2)}{3^{n+1}} \times$$

$$\times \int_{\xi_K}^{\xi_{BX}} \int_{-1}^0 \left| \frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_K^2)}{(1+\xi^2)^2} \varepsilon + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right|^{n+1} (1+\xi^2) d\varepsilon d\xi. \quad (3.51)$$

Знання значення енергії дисипації, забезпечуваної обома валками, що утворюють міжвалковий проміжок, необхідно для виконання теплового розрахунку валкової машини з метою визначення параметрів теплоносія, які забезпечують заданий технологією тепловий режим кожного валка.

### 3.2. Моделювання процесу течії ньютонівської рідини в міжвалковому проміжку вальців і каландрів для одержання рулонних і плівкових матеріалів

Система рівнянь, що описує процес течії матеріалу в міжвалковому проміжку, складається з рівнянь (3.1)–(3.3), а також реологічного рівняння (3.19).

Початкова умова визначається залежністю (3.6), а граничні – залежностями (3.7)–(3.10).

Інтегруючи рівняння (3.1) з урахуванням залежностей (3.7), (3.8) і (3.19), отримаємо вираз для складової швидкості вздовж проміжку

$$w_x = W_{\text{ш}} \left( 1 - \frac{(1-\psi)}{2} \left( 1 - \frac{y}{h} \right) \right) - \frac{h^2}{2\mu} \left( 1 - \frac{y^2}{h^2} \right) \frac{dp}{dx}. \quad (3.52)$$

Унаслідок нерозривності потоку об'ємна витрата матеріалу крізь одиницю ширини проміжку становитиме

$$Q = W_{\text{ш}} (1 + \psi) h_{\text{к}}. \quad (3.53)$$

Підставляючи (3.52) у залежність (3.21) і прирівнюючи рівняння (3.21) і (3.53), з урахуванням безрозмірних координат  $\xi$  і  $\varepsilon$  (3.12), які спрямляють міжвалковий проміжок, можна отримати вираз для визначення градієнта тиску вздовж проміжку

$$\frac{dp}{d\xi} = \frac{3\mu\sqrt{2R_{\text{в}}h_{\text{мін}}} W_{\text{ш}} (1 + \psi)}{2h_{\text{мін}}^2} \frac{(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1 + \xi^2)^3}. \quad (3.54)$$

З урахуванням (3.54) вираз (3.52) набуває вигляду

$$w_x = W_{\text{ш}} \left( 1 - \frac{3(1+\psi)}{4} \frac{(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1 + \xi^2)} \left( 1 - \varepsilon^2 \right) - \frac{(1-\psi)}{2} (1 - \varepsilon) \right). \quad (3.55)$$

Тоді градієнт складової швидкості  $w_x$  становитиме

$$\frac{\partial w_x}{\partial y} = \frac{W_{\text{ш}}}{2h_{\text{мін}}} \left( \frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1 + \xi^2)^2} \varepsilon + \frac{1-\psi}{1 + \xi^2} \right). \quad (3.56)$$

Інтегруючи рівняння (3.54), отримаємо вираз для визначення розподілу тиску в міжвалковому проміжку

$$p(\xi) = \frac{3\mu\sqrt{2R_{\text{в}}h_{\text{мін}}} W_{\text{ш}} (1 + \psi)}{16h_{\text{мін}}^2} [f_1(\xi, \xi_{\text{к}}) + f_2(\xi_{\text{к}})], \quad (3.57)$$

де функції  $f_1(\xi, \xi_{\text{к}})$  і  $f_2(\xi_{\text{к}})$  визначають залежностями [37, 38]:



$$f_1(\xi, \xi_K) = \frac{\xi(\xi^2 - 3\xi^2\xi_K^2 - 5\xi_K^2 - 1)}{(1 + \xi^2)^2} + (1 - 3\xi_K^2)\operatorname{arctg} \xi;$$

$$f_2(\xi_K) = \frac{1 + 3\xi_K^2}{1 + \xi_K^2}\xi_K - (1 - 3\xi_K^2)\operatorname{arctg} \xi_K.$$

На початку і в кінці зони деформування перероблюваного матеріалу в міжвалковому проміжку надлишковий тиск дорівнює нулю, тобто  $p(\xi_\Pi) = 0$  і  $p(\xi_K) = 0$ . Таким чином, беручи  $\xi = \xi_\Pi$ , підставляючи це значення у вираз (3.57) і прирівнюючи останній нулю, можна обчислити величину  $\xi_\Pi$  через величину  $\xi_K$ , яку визначають експериментально. З достатнім ступенем точності в діапазоні  $0,20 \leq |\xi_K| \leq 0,45$  можна запропонувати таку залежність для визначення  $\xi_\Pi$  [32, 33]

$$\xi_\Pi = -5,910546 + 67,14065|\xi_K| - 231,4693|\xi_K|^2 + 271,7682|\xi_K|^3.$$

Максимальне значення тиску (за умови  $\xi = -\xi_K$  (див. залежність (3.54)) становитиме

$$p_{\max} = \frac{3\mu\sqrt{2R_B h_{\min}} W_{\text{ш}} (1 + \psi)}{8 h_{\min}^2} f_2(\xi_K).$$

Питоме розпірне зусилля (зусилля на 1 м ширини міжвалкового проміжку), що діє на валок, визначають з рівняння

$$F = \int_{x_\Pi}^{x_K} p(x) dx.$$

При переході до безрозмірної координати  $\xi$  (3.13) з урахуванням (3.57) отримаємо

$$F = \sqrt{2R_B h_{\min}} \int_{\xi_\Pi}^{\xi_K} p(\xi) d\xi = \frac{3\mu R_B W_{\text{ш}} (1 + \psi)}{8 h_{\min}} \int_{\xi_\Pi}^{\xi_K} [f_1(\xi, \xi_K) + f_2(\xi_K)] d\xi.$$

Остаточно, розпірне зусилля становитиме

$$F = \frac{3\mu R_B W_{\text{ш}} (1 + \psi)}{8 h_{\min}} f_3(\xi_\Pi, \xi_K),$$

$$\text{де } f_3(\xi_\Pi, \xi_K) = 1 + \frac{\xi_K(1 + 3\xi_K^2)(\xi_K - \xi_\Pi)}{1 + \xi_K^2} - \frac{1 + \xi_K^2}{1 + \xi_\Pi^2} + \xi_\Pi(1 - 3\xi_K^2)(\operatorname{arctg} \xi_K - \operatorname{arctg} \xi_\Pi).$$

Оскільки між границями зони деформування існує однозначна залежність, функцію  $f_3(\xi_{\Pi}, \xi_K)$  можна виразити лише через  $\xi_K$  [32, 33]. З достатнім ступенем точності можна запропонувати таку залежність для визначення функції  $f_3$

$$f_3(\xi_{\Pi}, \xi_K) = f_4(|\xi_K|) = -0,1004 + 1,9762|\xi_K| - 12,4528|\xi_K|^2 + 29,1073|\xi_K|^3.$$

Тепер визначимо напруження зсуву в проміжку й моменти опору обертанню валків з боку перероблюваного матеріалу.

Розподіл напружень зсуву в проміжку з урахуванням (3.56) становить

$$\tau_{xy} = \mu \frac{\partial w_x}{\partial y} = \frac{\mu W_{\text{ш}}}{2 h_{\min}} \left( \frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_K^2)}{(1+\xi^2)^2} \varepsilon + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right). \quad (3.58)$$

Крутні моменти, що діють на валки, можна визначити за залежністю [31]

$$M = L_B R_B \int_{x_{\text{BX}}}^{x_K} \tau_{xy} \Big|_{y=\pm h} dx = L_B R_B \sqrt{2 R_B h_{\min}} \int_{\xi_{\text{BX}}}^{\xi_K} \tau_{xy} \Big|_{\varepsilon=\pm 1} d\xi.$$

Тоді моменти опору обертанню швидкохідного й тихохідного валків з боку перероблюваного матеріалу, становлять:

$$M_{\text{ш}} = \mu W_{\text{ш}} L_B R_B \sqrt{\frac{R_B}{2 h_{\min}}} \int_{\xi_{\text{BX}}}^{\xi_K} \left( \frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_K^2)}{(1+\xi^2)^2} + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right) d\xi; \quad (3.59)$$

$$M_{\text{т}} = -\mu W_{\text{ш}} L_B R_B \sqrt{\frac{R_B}{2 h_{\min}}} \int_{\xi_{\text{BX}}}^{\xi_K} \left( -\frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_K^2)}{(1+\xi^2)^2} + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right) d\xi. \quad (3.60)$$

У результаті інтегрування рівнянь (3.59) і (3.60) вирази для розрахунку зазначених моментів набувають вигляду:

$$M_{\text{ш(т)}} = \pm \mu L_B R_B W_{\text{ш}} \sqrt{\frac{R_B}{2 h_{\min}}} \left[ \pm \frac{3(1+\psi)}{2} \frac{(\xi_{\text{BX}} - \xi_K)(1 - \xi_{\text{BX}} \xi_K)}{1 + \xi_{\text{BX}}^2} + \left( \pm \frac{3(1+\psi)}{2} (1 - \xi_K^2) + 1 - \psi \right) (\arctg \xi_K - \arctg \xi_{\text{BX}}) \right]. \quad (3.61)$$

У виразі (3.61) знак «плюс» відноситься до швидкохідного валка ( $\varepsilon = 1$ ), а знак «мінус» – до тихохідного ( $\varepsilon = -1$ ).

Потужність, що витрачається на деформування  $T_{\text{пМ}}$  у міжвалковому проміжку, становитиме

$$N_{\text{тпм}} = N_{\Sigma \text{ ш}} + N_{\Sigma \text{ т}} = \frac{M_{\text{ш}} W_{\text{ш}}}{R_B} + \frac{M_{\text{т}} W_{\text{т}}}{R_B} = \frac{W_{\text{ш}}}{R_B} (M_{\text{ш}} + \psi M_{\text{т}}) =$$

$$= \mu L_B W_{\text{ш}}^2 \sqrt{\frac{R_B}{2 h_{\text{min}}}} \left[ \frac{3(1+\psi)^2}{2} \frac{(\xi_{\text{BX}} - \xi_{\text{K}})(1 - \xi_{\text{BX}} \xi_{\text{K}})}{1 + \xi_{\text{BX}}^2} + \right. \\ \left. + \left( \frac{3(1+\psi)^2}{2} (1 - \xi_{\text{K}}^2) + (1 - \psi)^2 \right) (\arctg \xi_{\text{K}} - \arctg \xi_{\text{BX}}) \right].$$

З боку перероблюваного матеріалу крім розпірного зусилля, спричиненого тиском у міжвалковому проміжку, на валок діє сила  $P_{\text{ш(т)}}$ , дотична до поверхні його бочки. Для зручності розрахунків дотичну до кожного валка силу замінюють статично еквівалентною системою сил: поперечною силою  $P_{\text{ш(т)}}$ , прикладеною до осі валка, і моментом  $M_{\text{ш(т)}} = P_{\text{ш(т)}} R_B$ .

Таким чином, зазначені сили з урахуванням (3.59) і (3.60) можна визначити за залежністю  $P_{\text{ш(т)}} = M_{\text{ш(т)}} / R_B$ . При цьому напрям дії сили залежить від знака крутного моменту: при позитивному моменті вона спрямована протилежно осі  $x$ , а при негативному – вздовж осі  $x$ .

З достатнім для інженерних розрахунків ступенем точності можна вважати, що розпірні зусилля діють поперек міжвалкового проміжку в площині, що проходить через поздовжні осі валків, а сили  $P_{\text{ш(т)}}$  – нормально до цієї площини. Тоді результуюче поперечне зусилля  $F_{\Sigma \text{ш}}$  або  $F_{\Sigma \text{т}}$ , що діє на відповідний валок, можна визначити як векторну суму розпірного зусилля  $F$ , сили  $P_{\text{ш}}$  або  $P_{\text{т}}$  і ваги валка  $G_B$ .

Крутний момент, необхідний для обертання швидко- або тихохідного валка, визначають за залежністю

$$M_{\Sigma \text{ш(т)}} = M_{\text{ш(т)}} + M_{\text{підш ш(т)}},$$

де  $M_{\text{підш ш(т)}}$  – момент тертя в підшипниках відповідного валка (Н·м) із цапфами діаметром  $d_{\text{цв}}$  (м) [6, 13]

$$M_{\text{підш(т)}} = d_{\text{цв}} (5000 C d_{\text{цв}} + 2,55 f F_{\Sigma \text{ш(т)}}). \quad (3.62)$$

Для найпоширеніших у практиці конструювання каландрів радіальних сферичних дворядних роликотидшипників коефіцієнти залежності (3.62) мають такі значення [6, 13]:  $C = 0,15$ ;  $f = 0,002$ .

Потужності індивідуальних приводів валків вальців можна визначити за залежностями:

$$N_{\text{ш}} = \frac{M_{\Sigma \text{ш}} W_{\text{ш}}}{R_B \eta'_{\text{пр}}}; \quad N_{\text{т}} = \frac{M_{\Sigma \text{т}} W_{\text{ш}} \psi}{R_B \eta'_{\text{пр}}},$$

де  $\eta'_{\text{пр}}$  – к.к.д. індивідуального приводу валка (п. 5.1.5).

Потужність групового приводу валків вальців можна визначити за фор-

мулюю

$$N_{\Sigma} = \frac{W_{\text{ш}}}{R_{\text{в}} \eta_{\text{пр}}} (M_{\Sigma \text{ т}} + \psi M_{\Sigma \text{ ш}}),$$

де  $\eta_{\text{пр}}$  – к.к.д. групового приводу валків (див. п. 5.1.5).

Визначимо вираз для середньої швидкості зсуву  $\bar{\gamma}$  перероблюваного матеріалу в проміжку. Оскільки в поперечному перерізі міжвалкового проміжку з поточною поздовжньою координатою  $\rho$  швидкість зсуву визначають залежністю (3.56). Таким чином, абсолютна величина  $\bar{\gamma}$  становитиме [38]

$$\begin{aligned} \bar{\gamma} &= \frac{1}{2 h_{\min} |x_{\text{к}} - x_{\text{вх}}|} \int_{x_{\text{вх}} - h}^{x_{\text{к}}} \int_{-h}^h |\dot{\gamma}(x, y)| dy dx = \frac{1}{2 |\xi_{\text{вх}} - \xi_{\text{к}}|} \int_{\xi_{\text{вх}} - 1}^{\xi_{\text{к}}} \int_{-1}^1 |\dot{\gamma}(\xi, \varepsilon)| d\varepsilon d\xi = \\ &= \frac{W_{\text{ш}}}{4 h_{\min} |\xi_{\text{вх}} - \xi_{\text{к}}|} \int_{\xi_{\text{вх}} - 1}^{\xi_{\text{к}}} \int_{-1}^1 \left| \frac{3(1 + \psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1 + \xi^2)^2} \varepsilon + \frac{1 - \psi}{1 + \xi^2} \right| d\varepsilon d\xi. \end{aligned} \quad (3.63)$$

З урахуванням прийнятих припущень та умов однозначності функція інтенсивності дисипації визначається виразом (3.43). Тоді, беручи до уваги вирази (3.56) і (3.58), отримаємо

$$\begin{aligned} q_{\text{дис}} &= \frac{\mu W_{\text{ш}}^2}{4 h_{\min}^2} \left( \frac{3(1 + \psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1 + \xi^2)^2} \varepsilon + \frac{1 - \psi}{1 + \xi^2} \right)^2; \\ Q_{\text{дис}} &= \mu L \sqrt{2 R_{\text{в}} h_{\min}} \frac{W_{\text{ш}}^2}{4 h_{\min}} \int_{\xi_{\text{к}} - 1}^{\xi_{\text{п}}} \int_{-1}^1 \left| \frac{3(1 + \psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1 + \xi^2)^2} \varepsilon + \frac{1 - \psi}{1 + \xi^2} \right|^2 (1 + \xi^2) d\varepsilon d\xi. \end{aligned}$$

Температурне поле з урахуванням функції інтенсивності дисипації в міжвалковому проміжку може бути розраховане з рівняння збереження енергії (3.3) за відповідних початкової (3.6) і граничних (3.9) і (3.10) умов

$$\begin{aligned} \frac{\rho c W_{\text{ш}}}{\sqrt{2 R_{\text{в}} h_{\min}}} \left( 1 - \frac{3(1 + \psi)}{4} \frac{(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1 + \xi^2)} (1 - \varepsilon^2) - \frac{(1 - \psi)}{2} (1 - \varepsilon) \right) \frac{\partial T}{\partial \xi} = \\ = \frac{\lambda}{h_{\min}^2 (1 + \xi^2)^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \varepsilon^2} + \frac{\mu W_{\text{ш}}^2}{4 h_{\min}^2} \left( \frac{3(1 + \psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1 + \xi^2)^2} \varepsilon + \frac{1 - \psi}{1 + \xi^2} \right)^2. \end{aligned} \quad (3.64)$$

Рівняння (3.64) є квазілінійним рівнянням параболічного типу загального вигляду (2.13) з крайовими умовами (2.14)–(2.16), для розв’язання якого розроблено програмний модуль.

Порівнюючи коефіцієнти при похідних рівняння енергії (3.64) і рівняння (2.13), можна встановити, що:

$$C(T, \xi, \varepsilon) = 1 - \frac{3(1+\psi)}{4} \frac{(\xi^2 - \xi_K^2)}{(1+\xi^2)} (1 - \varepsilon^2) - \frac{(1-\psi)}{2} (1 - \varepsilon);$$

$$k(T, \xi, \varepsilon) = \frac{a \sqrt{2R_B h_{\min}}}{W_{\text{ш}} h_{\min}^2 (1 + \xi^2)^2}; \quad A(T, \xi, \varepsilon) = 0;$$

$$f(T, \xi, \varepsilon) = \frac{\mu W_{\text{ш}} \sqrt{2R_B}}{4 \rho c h_{\min}^{3/2}} \left( \frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_K^2)}{(1+\xi^2)^2} \varepsilon + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right)^2.$$

Якщо коефіцієнти граничних умов (2.15) і (2.16) рівняння (2.13) узяти як

$$\alpha_1(\xi) = 1, \quad \beta_1(\xi) = 0, \quad \varphi_1(\xi) = T_{\text{т}};$$

$$\alpha_2(\xi) = 1, \quad \beta_2(\xi) = 0, \quad \varphi_2(\xi) = T_{\text{ш}},$$

то ці граничні умови відповідатимуть вигляду граничних умов рівняння (3.64).

Границі змінювання змінної  $\xi$  рівняння (2.13):  $\xi_{\text{п}} = \xi_K$  і  $\xi_K = \xi_{\text{п}}$ , а змінної  $\varepsilon$ :  $\varepsilon_{\text{п}} = -1$ ,  $\varepsilon_K = 1$ .

### 3.3. Моделювання процесу теплообміну термопластичного матеріалу на валку

У більшості випадках для аналізу процесу теплообміну ТпМ на валку валкових машин поза межами міжвалкових проміжків на поверхні валка беруть граничні умови першого роду. У цьому випадку зазначений процес теплообміну докладно описаний, наприклад, у працях [6, 8, 13].

Беручи до уваги, що товщина ТпМ на валку вальців або каландра істотно менша від його ширини, диференціальне рівняння теплопровідності матиме вигляд

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial r} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\lambda}{r} \frac{\partial T}{\partial r}. \quad (3.65)$$

Початковою умовою по температурі буде розподіл температури по товщині ТпМ на виході з міжвалкового проміжку

$$T|_{t=0} = T_0(r), \quad (3.66)$$

а граничні умови матимуть вигляд:

$$T|_{r=R_B} = T_B; \quad \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_B+\delta} = \alpha_{\text{нс}} (T - T_{\text{нс}}), \quad (3.67)$$

де  $\alpha_{\text{нс}}$  – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні полотна ТпМ на валку до навколишнього середовища, Вт/(м<sup>2</sup>·с);  $T_{\text{нс}}$  – температура навколишнього середовища, К;  $\delta$  – товщина полотна ТпМ на валку, м.

Приводячи рівняння (3.65) і крайові умови (3.66) і (3.67) до загального вигляду, отримаємо коефіцієнти при похідних і праву частину рівняння (2.13):

$$C(T, t, r) = \rho c;$$

$$k(T, t, r) = \lambda;$$

$$A(T, t, r) = \frac{\lambda}{r};$$

$$f(T, t, r) = 0.$$

Якщо коефіцієнти граничних умов (2.15) і (2.16) рівняння (2.13) узяти такими як

$$\begin{aligned} \alpha_1(t) &= 1, & \beta_1(t) &= 0, & \varphi_1(t) &= T_{\text{в}}; \\ \alpha_2(t) &= \alpha_{\text{нс}}, & \beta_2(t) &= \lambda, & \varphi_2(t) &= \alpha_{\text{нс}} T_{\text{нс}}, \end{aligned}$$

то ці граничні умови відповідатимуть вигляду граничних умов рівняння (3.67).

Границі змінювання змінних рівняння (2.13):  $r_{\text{п}} = R_{\text{в}}$ ,  $r_{\text{к}} = R_{\text{в}} + \delta$ ;  $t_{\text{п}} = 0$ ,  $t_{\text{к}} = t_{\text{к}}$ , де тривалість перебування ТпМ на валку можна визначити за методикою, наведеною, наприклад, у праці [6, 8].

### **3.4. Моделювання процесу течії ньютонівської рідини в міжвалковому проміжку листувальних (гладильних) каландрів**

#### **3.4.1. Математична модель процесу течії ньютонівської рідини в міжвалковому проміжку листувальних каландрів**

Листові вироби й напівфабрикати з ТпМ зазвичай одержують каландруванням, пресуванням, литтям під тиском та екструзією (точніше екструзійно-каландровим методом). Кожний з цих методів має переваги й недоліки, однак найбільше універсальним є екструзійний метод (рис. 3.6). При цьому роль калібрувального обладнання виконує гладильний каландр із кількістю валків від двох до шести (з валками діаметром 200–800 мм і довжиною бочки від 3,6 до 7,0 діаметра валка). Товщина листів, одержуваних екструзією з наступним калібруванням на гладильному каландрі, зазвичай становить 5–10 мм, хоча можна одержувати листи завтовшки до 25 мм. При цьому продуктивність екструзійно-каландрового агрегату забезпечується екструдером, а

остаточні розміри, структура листа та якість його поверхні – гладильним каландром [6, 13, 39].

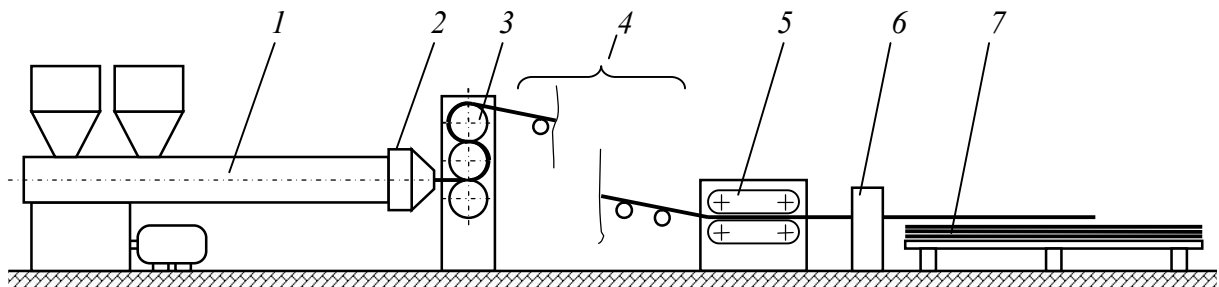


Рис. 3.6. Схема технологічної лінії для виготовлення листів на базі екструдера:  
1 – екструдер; 2 – плоскощілинна екструзійна голівка; 3 – гладильний каландр;  
4 – охолоджувальний пристрій; 5 – тягнучий пристрій; 6 – відрізний пристрій;  
7 – нагромаджувач

З метою попередніх розрахунків процесу перероблення ТпМ на гладильному каландрі можна скористатися методиками для плівкових і листувальних каландрів, у яких температура робочої поверхні валків перевищує температуру плавлення (твердіння) перероблюваного матеріалу [8, 20, 31, 39, 40]. Однак перероблення ТпМ на гладильному каландрі передбачає часткове твердіння листа по його товщині з боку валків, температура яких менше від температури твердіння ТпМ. Унаслідок цього дійсні параметри процесу калібрування листів на гладильному каландрі можуть істотно відрізнятися від розрахованих за методиками, прийнятними для традиційного каландрування.

Існуючі методики дослідження процесу калібрування матеріалів на гладильному каландрі орієнтовані на перероблення ТпМ, течія яких описується степеневим реологічним рівнянням (2.11) [41, 42]. У той же час у ряді праць [6, 20, 31] процес перероблення матеріалу на плівкових і листувальних каландрах розглядають як ньютонівську рідину з урахуванням залежності її в'язкості від швидкості зсуву й температури. Такий підхід до розрахунків, незважаючи на свою простоту, дає змогу одержати задовільні результати для ТпМ широкої номенклатури, у тому числі і псевдопластичних рідин.

Крім того, найбільш докладні дослідження зазначеного процесу [8, 42] передбачають лише симетричний розподіл швидкостей розплаву (не робочих поверхонь валків, а саме розплаву) усередині охолоджуваної листової заготовки, хоча внаслідок у загальному випадку різних умов охолодження матеріалу на протилежних поверхнях (перепад температури між сусідніми валками, що утворюють міжвалковий проміжок, може досягати 35 °С [43]) товщина затверділих поверхневих шарів листовий заготовки на виході з міжвалкового проміжку буде різною, а, отже, і розподіл швидкостей розплаву між цими шарами буде несиметричним.

Попередньо відформована в плоскощілинній голівці екструдера листова

заготовка калібрується в одному або декількох міжвалкових проміжках гладильного каландра, валки якого мають температуру меншу від температури твердіння перероблюваного матеріалу. На каландр листова заготовка надходить у в'язкоплинному стані. Контактуючи з робочими поверхнями валків, лист охолоджується, і з боку обох його поверхонь поступово утворюються шари затверділого матеріалу (області  $A_1$  і  $A_2$  на рис. 3.7), між якими залишається прошарок в'язкоплинного матеріалу (область Б на рис. 3.7).

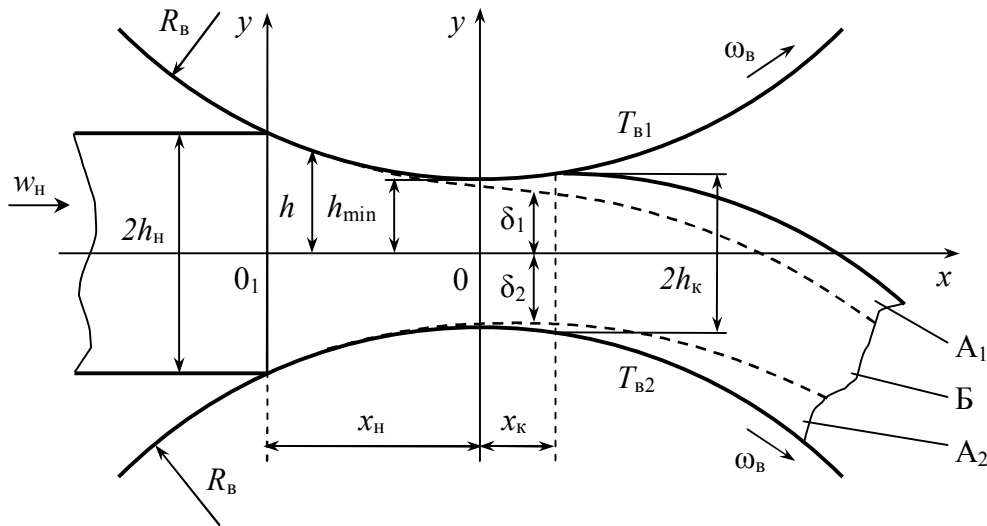


Рис. 3.7. Схема течії матеріалу в міжвалковому проміжку гладильного каландра:

$h_H, h_K$  – половина товщини листа на вході в міжвалковий проміжок і на виході з нього, м;  
 $\delta_1$  і  $\delta_2$  – величини шарів розплаву ТпМ від центра листа в бік відповідного валка (відстані від центра листа до відповідної поверхні «розплав – затверділий матеріал»), м;  
 $T_{B1}, T_{B2}$  – температури валків, К;  $\omega_B$  – кутова швидкість валків, рад/с

Для спрощення задачі взято такі припущення [8, 13, 39, 42]: перероблюваний матеріал нестисливий; рух матеріалу стійкий і одновимірний; матеріал на вході в міжвалковий проміжок перебуває у в'язкоплинному стані; область розплаву відділена від областей затверділого матеріалу чіткою межею, тобто ТпМ має визначену температуру твердіння; забезпечується однаковість швидкостей і температур на границях «ТпМ – робоча поверхня валка» і «затверділий ТпМ – розплав»; масовими силами нехтуємо; тепловий потік поширюється тільки в напрямку осі  $y$ . Крім того, під час аналізу процесу охолодження (калібрування) матеріалу в міжвалковому проміжку каландра розрізняють три області: з боку валків два шари затверділого матеріалу й шар розплаву в центрі листа (див. рис. 3.7).

Температурне поле в областях затверділого матеріалу (біля поверхневих шарів листової заготовки) описується рівнянням нестационарної теплопровідності виду [6, 39]



$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right). \quad (3.68)$$

Початкові умові:  
– по температурі

$$T \Big|_{\substack{x=x_{\Pi} \\ \delta_1 \leq y \leq h \\ -h \leq y \leq -\delta_2}} = T_{\Pi}(y); \quad (3.69)$$

– по швидкості

$$w_x \Big|_{x=x_{\Pi}} = w_{\Pi}. \quad (3.70)$$

Граничні умови:  
– по температурі:

$$\left. \begin{aligned} T \Big|_{y=h} &= T_{B1}, \\ T \Big|_{y=-h} &= T_{B2}; \end{aligned} \right\} \quad (3.71)$$

$$T \Big|_{\substack{y=\delta_1 \\ y=-\delta_2}} = T_{TB}, \quad (3.72)$$

де  $T_{TB}$  – температура твердіння ТпМ, К;  
– по швидкості

$$w_x \Big|_{\substack{y=h \\ y=-h}} = \omega_B R_B = W_B,$$

$W_B$  – лінійна швидкість робочої поверхні, м/с.

Температурне поле в області розплаву (між поверхневими шарами затверділого матеріалу) визначають, розв'язуючи систему, що містить рівняння руху (3.2), реологічне рівняння (3.19), рівняння енергії (3.3), а також рівняння нерозривності

$$G_V = \int_{-\delta_2}^{\delta_1} w_x dy, \quad (3.73)$$

де  $Q_V$  – об'ємна витрата розплаву ТпМ крізь одиницю довжини міжвалкового проміжку, м<sup>2</sup>/с.

Початкові умові:  
– по температурі

$$T \Big|_{\substack{x=x_{\Pi} \\ -\delta_2 \leq y \leq \delta_1}} = T_{\Pi}(y); \quad (3.74)$$

– по швидкості – відповідають умові (3.70).

Граничні умови:

- по температурі – відповідають умові (3.71);
- по швидкості

$$\left. \begin{aligned} w_x|_{y=\delta_1} &= \omega_B (R_B + h - \delta_1), \\ w_x|_{y=-\delta_2} &= \omega_B (R_B + h - \delta_2). \end{aligned} \right\} \quad (3.75)$$

### 3.4.2. Розв'язання математичної моделі процесу течії ньютонівської рідини в міжвалковому проміжку листувальних каландрів

**3.4.2.1. Розподіл швидкостей, градієнта швидкості й тиску в міжвалковому проміжку.** До рівняння (3.73) входить складова швидкості вздовж міжвалкового проміжку  $w_x$  і градієнт цієї складової поперек міжвалкового проміжку  $\partial w_x / \partial y$ .

Для визначення складової швидкості  $w_x$  в області розплаву  $(-\delta_2 \leq y \leq \delta_1)$  потрібно розв'язати рівняння руху (3.2) з урахуванням реологічного рівняння (3.19) і граничних умов (3.75). У результаті одержуємо

$$w_x = \omega_B (R_B + h - \delta_1) - \frac{\omega_B (\delta_2 - \delta_1)}{\delta_1 + \delta_2} (\delta_1 - y) - \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (\delta_1^2 - y^2). \quad (3.76)$$

Об'ємна витрата матеріалу крізь одиницю ширини проміжку становить

$$\begin{aligned} G_V &= 2w_K h_K - [(h - \delta_1)w_{TB1} + (h - \delta_2)w_{TB2}] = \\ &= \omega_B \left\{ 2R_B h_K - \frac{1}{2} [(2R_B + h - \delta_1)(h - \delta_1) + (2R_B + h - \delta_2)(h - \delta_2)] \right\}, \end{aligned} \quad (3.77)$$

де  $w_K$  – швидкість товщини листа на виході з міжвалкового проміжку, м/с;  
 $w_{TB1}$  і  $w_{TB2}$  – середні швидкості шарів затверділого матеріалу, м/с:

$$w_{TB1} = \omega_B \left( R_B + \frac{h - \delta_1}{2} \right); \quad w_{TB2} = \omega_B \left( R_B + \frac{h - \delta_2}{2} \right).$$

Підставляючи (3.76) у залежність (3.73) і прирівнюючи після цього між собою вирази (3.73) і (3.77), одержимо залежність для визначення градієнта тиску вздовж проміжку

$$\frac{dp}{dx} = 2\mu \omega_B f(h, \delta_1, \delta_2), \quad (3.78)$$

$$\text{де } f(h, \delta_1, \delta_2) = \left( \frac{2\delta_1^3}{3} + \delta_1^2 \delta_2 - \frac{\delta_2^3}{3} \right)^{-1} \times$$

$$\times \left\{ \frac{1}{2} [(2R_B + h - \delta_1)(h - \delta_1) + (2R_B + h - \delta_2)(h - \delta_2)] + \left( R_B + h - \frac{\delta_1 + \delta_2}{2} \right) (\delta_1 + \delta_2) - 2R_B h_K \right\}.$$

С урахуванням (3.78) залежність (3.76) набуде вигляду

$$w_x = \omega_B \left[ (R_B + h - \delta_1) - \frac{(\delta_2 - \delta_1)(\delta_1 - y)}{\delta_1 + \delta_2} - (\delta_1^2 - y^2) f(h, \delta_1, \delta_2) \right]. \quad (3.79)$$

Тоді градієнт складової швидкості поперек міжвалкового проміжку  $\partial w_x / \partial y$  (швидкість зсуву  $\dot{\gamma}$ ) становитиме

$$\frac{\partial w_x}{\partial y} = \dot{\gamma} = \omega_B \left[ \frac{\delta_2 - \delta_1}{\delta_1 + \delta_2} + 2y f(h, \delta_1, \delta_2) \right]. \quad (3.80)$$

Для випадку симетричного калібрування листа ( $T_{B1} = T_{B2} = T_B$ ;  $\delta_1 = \delta_2 = \delta$ ) вирази (3.78)–(3.80) матимуть вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dx} \Big|_{\text{сим}} &= \frac{3\mu\omega_B}{2\delta^3} [(2R_B + h - \delta)(h - \delta) + 2\delta(R_B + h - \delta) - 2R_B h_K]; \\ w_x \Big|_{\text{сим}} &= \omega_B (R_B + h - \delta) - 3\omega_B (\delta^2 - y^2) \times \\ &\times \frac{1}{4\delta^3} [(2R_B + h - \delta)(h - \delta) + 2\delta(R_B + h - \delta) - 2R_B h_K]; \\ \frac{\partial w_x}{\partial y} \Big|_{\text{сим}} &= \frac{3\omega_B y}{2\delta^3} [(2R_B + h - \delta)(h - \delta) + 2\delta(R_B + h - \delta) - 2R_B h_K]. \end{aligned}$$

**3.4.2.2. Визначення відстаней від центру листа до відповідної поверхні «розплав – затверділий матеріал».** У рівняннях (3.78)–(3.80) величини  $\delta_1$  і  $\delta_2$  відповідають відстаням від центру листа до поверхонь «розплав – затверділий матеріал» (див. рис. 3.7). Положення цих поверхонь визначають під час розрахунків температурного поля в міжвалковому проміжку з урахуванням умови (3.72).

Для розрахунків температурного поля й координат розташування поверхонь «розплав – затверділий матеріал» рівняння (3.69) приводять до змінних  $x$  і  $y$ . Якщо середня швидкість руху затверділого матеріалу становить  $w_{TB}$ , то залежність між змінними  $t$ ,  $x$  і швидкістю руху затверділого матеріалу матиме вигляд  $x = t w_{TB}$ .

Тоді рівняння (3.69) у змінних  $x$  і  $y$  набуде виду

$$\rho c w_{\text{TB}} \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right), \quad (3.81)$$

де  $w_{\text{TB}} = w_{\text{TB1}}$  – для шару затверділого ТпМ з боку першого валка і  $w_{\text{TB}} = w_{\text{TB2}}$  – для шару затверділого ТпМ з боку другого валка, м/с.

З метою випрямлення міжвалкового проміжку й спрощення подальших розрахунків уведемо безрозмірні координати  $\xi$  і  $\varepsilon$  (3.12).

Розмістимо систему координат  $\xi 0_1 \varepsilon$  у перерізі входу листової заготовки в міжвалковий проміжок (тобто в точці на відстані  $\xi_{\text{п}}$  від найвужчого перерізу міжвалкового проміжку) і запишемо рівняння енергії для затверділого ТпМ (3.81) у змінних  $\xi$  і  $\varepsilon$  (3.12)

$$\rho c \frac{w_{\text{TB}}}{\sqrt{2R_{\text{B}} h_{\text{min}}}} \frac{\partial T}{\partial \xi} = \frac{1}{\left( h_{\text{min}} \left[ 1 + (\xi - \xi_{\text{п}})^2 \right] \right)^2} \frac{\partial}{\partial \varepsilon} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial \varepsilon} \right). \quad (3.82)$$

Початкова і граничні умови (3.70), (3.72) і (3.73) матимуть вигляд:

$$T|_{\xi=0} = T_{\text{п}}(\varepsilon); \quad T|_{\varepsilon=1} = T_{\text{B1}}; \quad T|_{\varepsilon=-1} = T_{\text{B2}}; \quad T \Big|_{\substack{\varepsilon=\delta_1/h \\ \varepsilon=-\delta_2/h}} = T_{\text{TB}}. \quad (3.83)$$

Рівняння енергії для розплаву ТпМ (3.3) з умовами (3.71), (3.72), (3.75) і (3.76) у змінних  $\xi$  і  $\varepsilon$  буде матиме вигляд

$$\begin{aligned} \rho c \frac{w_{\xi, \varepsilon}}{\sqrt{2R_{\text{B}} h_{\text{min}}}} \frac{\partial T}{\partial \xi} = \\ = \frac{1}{\left( h_{\text{min}} \left[ 1 + (\xi - \xi_{\text{п}})^2 \right] \right)^2} \frac{\partial}{\partial \varepsilon} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial \varepsilon} \right) + \frac{\tau_{\xi, \varepsilon}}{h_{\text{min}} \left[ 1 + (\xi - \xi_{\text{п}})^2 \right]} \frac{\partial w_{\xi, \varepsilon}}{\partial \varepsilon}. \end{aligned} \quad (3.84)$$

Початкова й гранична умови (3.74) і (3.71) у цьому разі приймуть вид (також потрібно врахувати умову на границі «розплав – затверділий матеріал» (3.83)):

$$T|_{\xi=0} = T_{\text{п}}(\varepsilon); \quad w_x|_{\xi=0} = w_{\text{п}}.$$

Диференціальні рівняння (3.82) і (3.84) належать до квазілінійних рівнянь параболічного типу. Для їх розв'язання обрано метод скінченних різниць. Оскільки матеріал надходить у міжвалковий проміжок у в'язкоплинному стані з температурою  $T > T_{\text{TB}}$ , то на другому за початковим шаром, якому відповідає координата  $\xi = 0$ , температуру розраховують за рівнянням (3.84). Потім за умовою  $T = T_{\text{TB}}$  визначають значення  $\varepsilon_1 = \delta_1/h$  і  $\varepsilon_2 = -\delta_2/h$ , які відповідають безрозмірним координатам розташування поверхонь «розп-

лав – затверділий матеріал». Уточнення температурного поля на цьому самому шарі проводять за рівнянням (3.82) для областей затверділого матеріалу і (3.84) для області розплаву. На поверхнях з координатами  $\varepsilon_1$  і  $\varepsilon_2$  перевіряють виконання граничної умови четвертого роду

$$\lambda_{\text{тв}} \frac{\partial T_{\text{тв}}}{\partial \varepsilon} = \lambda_{\text{р}} \frac{\partial T_{\text{р}}}{\partial \varepsilon},$$

де  $\lambda_{\text{тв}}$ ,  $\lambda_{\text{р}}$ ,  $T_{\text{тв}}$  і  $T_{\text{р}}$  – теплопровідність (Вт/(м·К)) і температура матеріалу (К) в областях затверділого матеріалу й розплаву, відповідно.

Розрахунки температурного поля й положення поверхонь «розплав – затверділий матеріал» проводять послідовно шар за шаром до перерізу виходу листа з міжвалкового проміжку.

Нижче наведено результати числового моделювання температурного поля в міжвалковому проміжку гладильного каландра лінії виробництва деревнополімерних листів ЛДПЛ-1200, виготовленої ПАТ «НВП „Більшовик”», м. Київ. При цьому досліджували деревнополімерний ТпМ на основі поліетилену низької густини марки 10803-020 ГОСТ 16337-77 з наповнювачем у вигляді дубової тирси із середнім розміром частинок 0,001 м (масова частка дубової тирси в ТпМ – 47 %).

Перероблюваний ТпМ належить до термопластичних наповнених композиційних матеріалів, тому його теплофізичні й реологічні властивості розраховували залежно від властивостей компонентів і складу композиції [23, 25].

На рис. 3.7–3.9 наведено залежності температури по товщині листа від температури валків, колової швидкості валків, а також від товщини каліброваного листа. З рис. 3.7–3.9 видно, що зі зменшенням температури й швидкості валків, а також товщини листа швидкість його охолодження зростає.

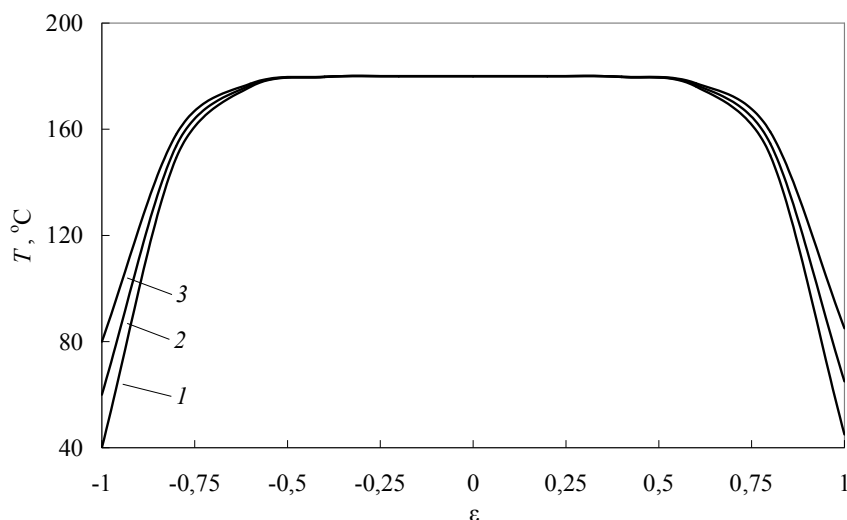


Рис. 3.7. Розподіл температури по товщині листа залежно від температури валків ( $W_B = 0,08$  м/с;  $2h_K = 3$  мм): 1 –  $T_{B1} = 40$  °C;  $T_{B2} = 45$  °C; 2 –  $T_{B1} = 60$  °C;  $T_{B2} = 65$  °C; 3 –  $T_{B1} = 80$  °C;  $T_{B2} = 85$  °C.

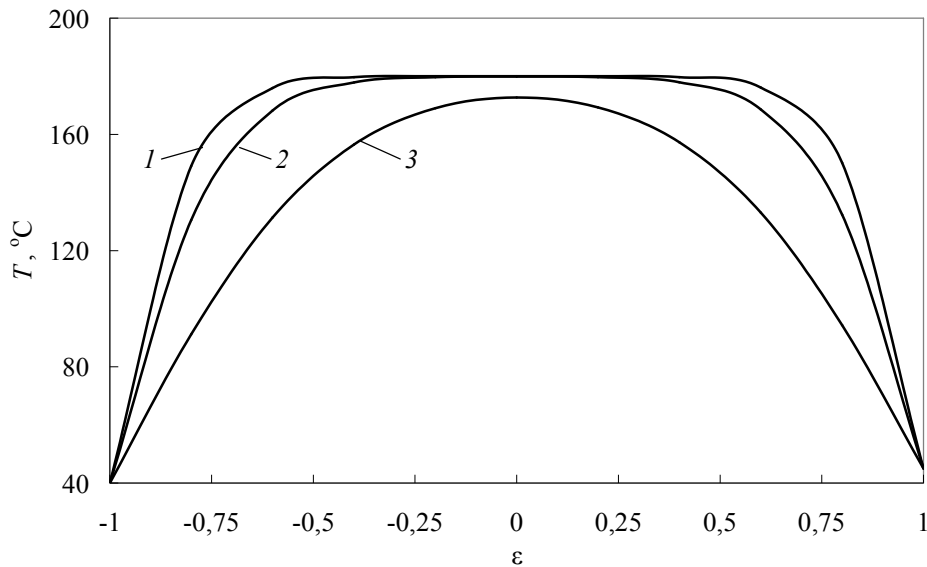


Рис. 3.8. Розподіл температури по товщині листа залежно від колової швидкості валків ( $T_{B1} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{B2} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $2h_k = 3\text{ мм}$ ): 1 –  $W_B = 0,08\text{ м/с}$ ; 2 –  $W_B = 0,04\text{ м/с}$ ; 3 –  $W_B = 0,01\text{ м/с}$ .

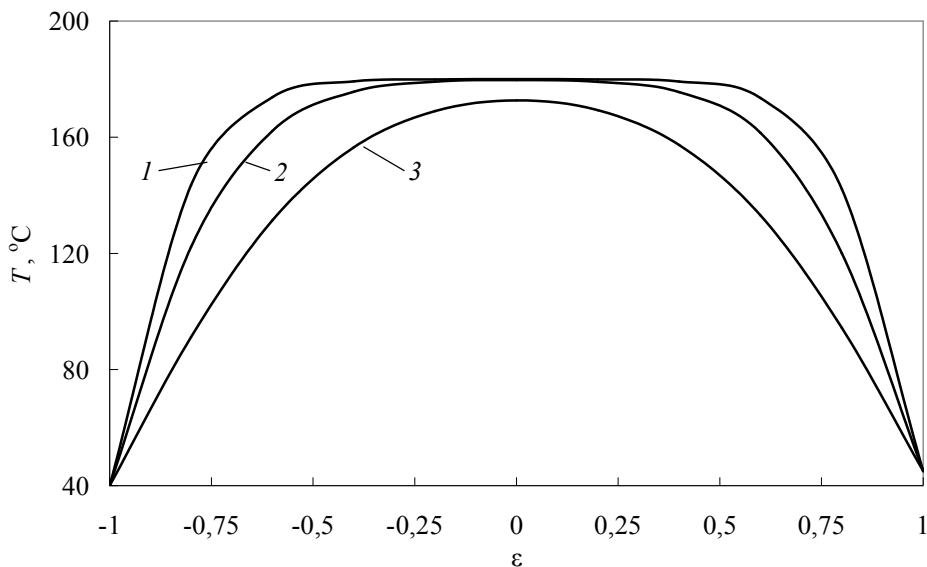


Рис. 3.9. Розподіл температури по товщині листа залежно від його товщини ( $W_B = 0,01\text{ м/с}$ ;  $T_{B1} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{B2} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ ): 1 –  $2h_k = 10\text{ мм}$ ; 2 –  $2h_k = 6\text{ мм}$ ; 3 –  $2h_k = 3\text{ мм}$ .

Під час калібрування листової заготовки, що супроводжується її охолодженням, на відміну від процесів вальцювання й традиційного каландрування, помітного підвищення температури перероблюваного ТпМ у зоні розплаву не спостерігається. Це можна пояснити значно більшою величиною міжвалкового проміжку, невеликими швидкостями перероблення й відповідно меншою об'ємною густиною теплового потоку дисипації.

Зменшення температури й швидкості валків, а також товщини листової заготовки (див. рис. 3.8 і 3.9) може призвести до передчасного твердіння матеріалу по всій його товщині. Таким чином, під час калібрування листів на гладильному каландрі потрібно враховувати співвідношення цих величин.

**3.4.2.3. Розпирні зусилля, що діють на валки.** Розпирні зусилля, що діють на валки з боку перероблюваного матеріалу і які є результатом дії тиску розплаву матеріалу, визначають як інтеграл функції розподілу тиску вздовж зони деформування міжвалкового проміжку. Довжина зони деформації визначається розмірами листової заготовки на вході в міжвалковий проміжок, розмірами листа на виході з проміжку, а товщина – розташуванням поверхонь «валок – розплав матеріалу» або «затверділий матеріал – розплав» (залежно від наявності з боку відповідного валка області затверділого матеріалу в даному поперечному перерізі міжвалкового проміжку).

Розпирне зусилля, що діє на валок, визначають з рівняння (3.33) або залежності

$$F = L_B \int_{x_{\Pi}}^{x_K} p(x) dx = L_B \int_{x_{\Pi}}^{x_K} \int_{x_{\Pi}}^x \frac{dp(x)}{dx} dx dx.$$

У разі переходу до безрозмірної координати  $\xi$  (3.12) з урахуванням (3.78) одержимо

$$\begin{aligned} F &= L_B \sqrt{2R_B h_{\min}} \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi_K} p(\xi) d\xi = 2L_B R_B h_{\min} \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi_K} \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi} \frac{dp}{dx} d\xi d\xi = \\ &= 4L_B \omega_B R_B h_{\min} \mu \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi_K} \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi} f(h, \delta_1, \delta_2) d\xi d\xi. \end{aligned}$$

У системі координат  $\xi_0$  величини  $\xi_{\Pi}$  і  $\xi_K$  визначають за формулами:

$$\xi_{\Pi} = \sqrt{\frac{R_B^2 - (R_B - h_{\Pi} + h_{\min})^2}{2R_B h_{\min}}}; \quad \xi_K = \sqrt{\frac{R_B^2 - (R_B - h_K + h_{\min})^2}{2R_B h_{\min}}}.$$

**3.4.2.4. Напруження зсуву в розплаві й моменти опору обертанню валків з боку перероблюваного матеріалу.** Вираз (3.19) для визначення напружень зсуву в проміжку з урахуванням (3.80) набуває виду

$$\tau_{yx} = \mu \omega_B \left[ \frac{\delta_2 - \delta_1}{\delta_1 + \delta_2} + 2y f(h, \delta_1, \delta_2) \right].$$

Крутні моменти, що діють на валки, можна визначити за залежностями:

$$\begin{aligned} M_1 &= L_B \int_{x_{\Pi}}^{x_K} (R_B + \delta_1) \tau_{yx} \Big|_{y=h-\delta_1} dx = L_B \sqrt{2R_B h_{\min}} \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi_K} (R_B + \delta_1) \tau_{yx} \Big|_{y=h-\delta_1} d\xi = \\ &= \omega_B L_B \sqrt{2R_B h_{\min}} \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi_K} \mu (R_B + \delta_1) \left[ \frac{\delta_2 - \delta_1}{\delta_1 + \delta_2} + 2\delta_1 f(h, \delta_1, \delta_2) \right] d\xi; \end{aligned} \quad (3.85)$$

$$\begin{aligned}
M_2 &= L_B \int_{x_{\Pi}}^{x_K} (R_B + \delta_2) \tau_{yx} \Big|_{y=-h+\delta_2} dx = -L_B \sqrt{2R_B h_{\min}} \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi_K} (R_B + \delta_2) \tau_{yx} \Big|_{y=-h+\delta_2} d\xi = \\
&= -\omega_B L_B \sqrt{2R_B h_{\min}} \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi_K} \mu(R_B + \delta_2) \left[ \frac{\delta_2 - \delta_1}{\delta_1 + \delta_2} - 2\delta_2 f(h, \delta_1, \delta_2) \right] d\xi. \quad (3.86)
\end{aligned}$$

Тоді потужність, що витрачається на деформування матеріалу в міжвалковому проміжку, становитиме

$$N = N_1 + N_2 = \omega_B (M_1 + M_2),$$

де  $N_1, N_2$  – потужності, що підводяться до відповідного до валка, Вт.

**3.4.2.5. Дотичні зусилля, що діють на валки.** З боку перероблюваного матеріалу, крім розпiрного зусилля, спричиненого тиском у міжвалковому проміжку, на валок діє сила  $P_{1(2)}$ , дотична до поверхні його бочки та обумовлена опором обертанню валка з боку розплаву матеріалу в міжвалковому проміжку (див. п. 3.1.2.5). Для зручності розрахунків дотичну до кожного хитка силу замінюють статично еквівалентною системою сил: поперечною силою  $P_{1(2)}$ , прикладеною до осі валка, і моментом  $M_{1(2)}$ , визначеним за формулою (3.85) або (3.86) [6, 39, 40].

Зазначені сили, що діють на валки, які утворюють міжвалковий проміжок, можна визначити за залежностями:

$$\begin{aligned}
P_1 &= \omega_B L_B \sqrt{2R_B h_{\min}} \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi_K} \mu \left[ \frac{\delta_2 - \delta_1}{\delta_1 + \delta_2} - 2\delta_1 f(h, \delta_1, \delta_2) \right] d\xi; \\
P_2 &= -\omega_B L_B \sqrt{2R_B h_{\min}} \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi_K} \mu \left[ \frac{\delta_2 - \delta_1}{\delta_1 + \delta_2} - 2\delta_2 f(h, \delta_1, \delta_2) \right] d\xi.
\end{aligned}$$

З достатньою для інженерних розрахунків точністю можна вважати, що розпiрні зусилля діють поперек міжвалкового проміжку в площині, що проходить через поздовжні осі валків, а сили  $P_{1(2)}$  – нормально до цієї площини в напрямку, протилежному напрямку осі  $x$ . Тоді результуюче поперечне зусилля  $F_{\Sigma 1}$  або  $F_{\Sigma 2}$ , що діє на відповідний валок, можна визначити як векторну суму розпiрного зусилля  $F$ , сили  $P_{1(2)}$  і ваги валка  $G_B$

$$\vec{F}_{\Sigma 1(2)} = \vec{F} + \vec{P}_{1(2)} + \vec{G}_B.$$



**3.4.2.6. Потужності, необхідні для обертання валків.** Крутний момент, необхідний для обертання відповідного валка, визначають за формулою

$$M_{\Sigma 1(2)} = M_{1(2)} + M_{\text{підш}1(2)},$$

де  $M_{\text{підш}1(2)}$  – момент тертя в підшипниках відповідного валка (Н·м) із цапфами діаметром  $d_{\text{цв}}$  (м) [6, 13, 39, 40, 44]

$$M_{\text{підш}1(2)} = d_{\text{цв}} (5000 C d_{\text{цв}} + 2,55 f F_{\Sigma 1(2)}).$$

Тоді потужність групового приводу валків становитиме

$$N_{\text{пр}} = \frac{\omega_{\text{в}} (M_{\Sigma 1} + M_{\Sigma 2})}{\eta_{\text{пр}}},$$

де  $\eta_{\text{пр}}$  – к.к.д. приводу валків.

### 3.4.2.7. В'язкість матеріалу в міжвалковому проміжку.

У наведених вище залежностях зроблено припущення про сталість в'язкості ТпМ у всьому об'ємі міжвалкового проміжку. При цьому в'язкість матеріалу залежить від його температури та абсолютної величини середньої швидкості зсуву.

У поперечному перерізі міжвалкового проміжку з поточною поздовжньою координатою  $\xi$  швидкість зсуву визначають за залежністю (3.80). Таким чином, абсолютна величина середньої швидкості зсуву  $\bar{\gamma}$  складе

$$\begin{aligned} \bar{\gamma} &= \frac{1}{|x_{\text{к}} - x_{\text{п}}|} \int_{x_{\text{п}} - \delta_2}^{x_{\text{к}}} \int_{-\delta_2}^{\delta_1} \left| \frac{\dot{\gamma}(x, y)}{(\delta_1 + \delta_2)} \right| dy dx = \\ &= \frac{\omega_{\text{в}}}{|\xi_{\text{п}} - \xi_{\text{к}}|} \int_{\xi_{\text{п}} - \delta_2}^{\xi_{\text{к}}} \int_{-\delta_2}^{\delta_1} \left| \frac{1}{(\delta_1 + \delta_2)} \left[ \frac{\delta_2 - \delta_1}{\delta_1 + \delta_2} + 2y f(h, \delta_1, \delta_2) \right] \right| dy d\xi. \end{aligned}$$

Середня температура матеріалу в проміжку дорівнює  $\bar{t} = (t_{\text{п}} + t_{\text{к}})/2$ . При цьому температура матеріалу на вході в проміжок  $t_{\text{п}}$  здебільшого відома, а температура на виході з проміжку  $t_{\text{к}}$ , яка змінюється внаслідок контакту перероблюваного матеріалу з поверхнями валків і подолання моментів опору обертання валків з боку матеріалу, визначають як середню на виході з міжвалкового проміжку за залежностями (3.82) і (3.84) з відповідними початковими й граничними умовами.

Оскільки в'язкість залежить від середньої температури  $\bar{t}$ , яка у свою чергу залежить від в'язкості, те ці величини розраховують методом послідовних наближень.

### **3.5. Моделювання гідродинаміки і теплообміну обертового запасу розплаву термопластичного матеріалу на вході в міжвалковий проміжок валкової машини**

#### **3.5.1. Математична модель гідродинаміки і теплообміну обертового запасу розплаву**

Практика перероблення термопластичних матеріалів на валкових машинах показує, що під час каландрування й вальцювання в міжвалковому проміжку утворюються дві області, які відрізняються характером течії перероблюваного матеріалу: область деформування, у якій течія відбувається уздовж міжвалкового проміжку в напрямку виходу з нього, та область циркуляційного руху, у якій течія відбувається по замкнених контурах, так званих «вихорах». У другій області, яку називають обертовим запасом, спостерігаються інтенсивні зсувні деформації й підвищення температури матеріалу за рахунок дисипації механічної енергії [45].

Інтенсивність зсувних деформацій в міжвалковому проміжку зазвичай регулюють двома способами: зменшенням коефіцієнта фрикції (збільшенням фрикції) та збільшенням величини обертового запасу [6, 45]. Обидва способи дають можливість додаткового підведення теплоти до розплаву матеріалу за рахунок дисипації механічної енергії, що підводиться від електродвигунів приводу валкової машини, і зменшує частку теплової енергії, що підводиться від системи теплозабезпечення валків за рахунок теплопровідності.

Під час аналізу можливостей інтенсифікації процесів каландрування й вальцювання з метою збільшення продуктивності вальцюво-каландрових ліній було встановлено, що для одержання продукції високої якості матеріал у міжвалковому проміжку потрібно переробляти за температури розплаву на 20...30 К вище від температури валків. Якщо температуру валків підтримувати на такому рівні, то розплав, перебуваючи тривалий час у контакті з поверхнею нагрітих до високої температури валків, може піддатися термодеструкції, що значною мірою погіршує якість продукції. Крім того, для нагрівання валків до більш високої температури потрібні додаткові витрати енергії, при цьому збільшуються теплові втрати в навколишнє середовище, а під час знімання відформованої продукції з поверхні валка її середня температура дорівнює температурі поверхні валка, а чим вища зазначена температура, тим більше навантаження на охолодні пристрої технологічної лінії, що призводить до збільшення її габаритів та енергоємності процесу.

Таким чином, одним зі способів нагрівання розплаву матеріалу до потрібної температури, що перевищує температуру валків, є каландрування й вальцювання за умови підвищених зсувних деформацій в обертовому запасі регульованої висоти.

Під час розроблення математичної моделі було вибрано прямокутну систему координат (рис. 3.10) і взято такі припущення: перероблюваний матеріал нестисливий; величина міжвалкового проміжку мала порівняно з радіусом і робочою довжиною валків; масові та інерційні сили незначні порівняно із силами в'язкості; матеріал прилипає до валків; швидкістю матеріалу вздовж осей валків і перенесенням теплоти за рахунок теплопровідності в напрямку осі  $x$  (див. рис. 3.10) нехтуємо; теплообмін між вільною поверхнею обертового запасу й навколишнім середовищем відбувається за рахунок вільної конвекції й теплового випромінювання та описується граничними умовами третього роду

$$\alpha(T_{\text{зап}} - T_{\text{нс}}) + \lambda \frac{\partial T}{\partial l} = 0,$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі від вільної поверхні обертового запасу до навколишнього середовища, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $T_{\text{зап}}$ ,  $T_{\text{нс}}$  і  $T$  – температура вільної поверхні запасу, навколишнього середовища й поточна температура ТпМ, відповідно, К;  $l$  – нормаль до вільної поверхні обертового запасу, м.

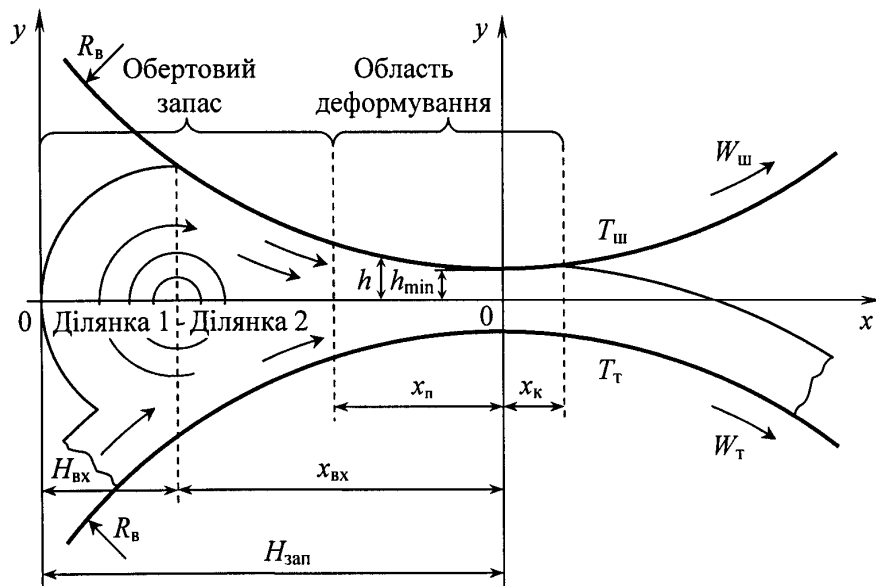


Рис. 3.10. Схема течії термопластичного матеріалу в міжвалковому проміжку й на вході в нього:  $H_{\text{зап}}$ ,  $H_{\text{вх}}$  – загальна висота запасу й висота запасу на ділянці 1 обертового запасу, м

З огляду на взяті припущення, рівняння нерозривності для двовірної течії в'язкої рідини має вигляд (3.1), а рівняння руху матимуть вигляд:

$$-\frac{dp}{dx} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} = 0; \quad (3.87)$$

$$-\frac{dp}{dy} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} = 0, \quad (3.88)$$

де  $\tau_{xy}$  і  $\tau_{yx}$  – напруження зсуву (при цьому  $\tau_{xy} = \tau_{yx}$ ), Па.

Реологічне рівняння псевдопластичного ТпМ під час двовірної течії матиме вигляд

$$\tau_{yx} = K \left( \frac{\partial w_x}{\partial y} + \frac{\partial w_y}{\partial x} \right)^n, \quad (3.89)$$

де залежність коефіцієнта консистенції від температури визначається формулою (3.5).

Розглянемо кожну з двох виділених областей міжвалкового проміжку (при цьому початок системи координат  $xOy$  для області деформування збігається з мінімальним міжвалковим проміжком, а для області обертового запасу – з вершиною його вільної поверхні (див. рис. 3.10).

Для області активного деформування можна прийняти  $w_y \ll w_x$  [8, 13]. Тоді рівняння (3.1), (3.87)–(3.89) набувають виду:

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0; \quad (3.90)$$

$$-\frac{dp}{dx} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} = 0; \quad (3.91)$$

$$\tau_{yx} = K \left( \frac{\partial w_x}{\partial y} \right)^n. \quad (3.92)$$

При цьому температурне поле в області деформування описується рівнянням енергії (3.31) [8, 13].

Початкова умова по температурі відповідає умові (3.6), а граничні умови: по швидкості – умовам (3.7) і (3.8), а по температурі – умовам (3.9) і (3.10)

### **3.5.2. Розв’язання математичної моделі гідродинаміки і теплообміну обертового запасу розплаву**

Систему рівнянь (3.90)–(3.93) із зазначеними крайовими умовами в безрозмірних координатах  $\xi$  і  $\varepsilon$  (3.12), які спрямляють міжвалковий проміжок, розв’язано в працях [8, 13].

Надлишковий тиск на початку і в кінці зони деформування ТпМ у міжвалковому проміжку дорівнює нулю, тобто  $p(\xi_n) = 0$  і  $p(\xi_k) = 0$ . Межею областей деформування та обертового запасу є координата  $x_n$ .

На підставі проведених досліджень [45] можна вважати, що надлишковий тиск на валки з боку перероблюваного ТпМ має місце лише в області деформування, а за її межами зазначений тиск відсутній. Тому для області запасу беремо умови:

$$\frac{dp}{dx} = 0; \quad \frac{dp}{dy} = 0. \quad (3.94)$$

Тоді рівняння (3.1), (3.87), (3.88) для області запасу набудуть виду:

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0; \quad (3.95)$$

$$\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} = 0; \quad (3.96)$$

$$\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} = 0. \quad (3.97)$$

Перетворимо рівняння (3.95)–(3.97) з урахуванням виразу (3.89), припускаючи, що  $K = \text{const}$ :

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} &= 0; \\ \frac{\partial^2 w_x}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} &= 0; \\ \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial x \partial y} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3.98)$$

Диференціюючи перше рівняння системи (3.98) спочатку по  $y$ , а потім по  $x$  і підставляючи змішані похідні відповідно в друге й третє рівняння системи (3.98), отримаємо:

$$\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} = 0; \quad (3.99)$$

$$\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} = 0. \quad (3.100)$$

Рівняння (3.99) і (3.100) незалежні одне від одного й з відповідними граничними умовами дають змогу окремо визначити складові швидкості  $w_x$  і  $w_y$  [8, 45].

Значення абсолютної швидкості у відповідній точці області обертового запасу, а також напрямки швидкостей, що визначаються кутом  $\varphi$  між вектором швидкості й віссю  $y$ , можна визначити за залежностями:  $w = \sqrt{w_x^2 + w_y^2}$  і  $\varphi = \arctg(w_x/w_y)$ .

Лінії струму поля швидкостей в області обертового запасу за швидкості валка  $W_b = 0,075$  м/с зображено на рис. 3.11. Як випливає з рис. 3.11, значення швидкостей на першій ділянці області запасу менші від значень на другій ділянці, що обумовлено впливом швидкості термопласту на поверхні запасу, яка залежить від швидкості валків. Цю залежність було досліджено експериментально [46, 47]. Зокрема за умови швидкості швидкохідного валка понад 0,15 м/с (що характерно для промислового обладнання) лінійну швидкість вільної поверхні обертового запасу можна визначити за залежностями:

$$W_{\text{зап}} = W_{\text{ш}} \psi (0,802 - 1,146\psi + 0,894\psi^2) \text{ або } W_{\text{зап}} = W_{\text{ш}} / (6,72 - 4,94\psi).$$

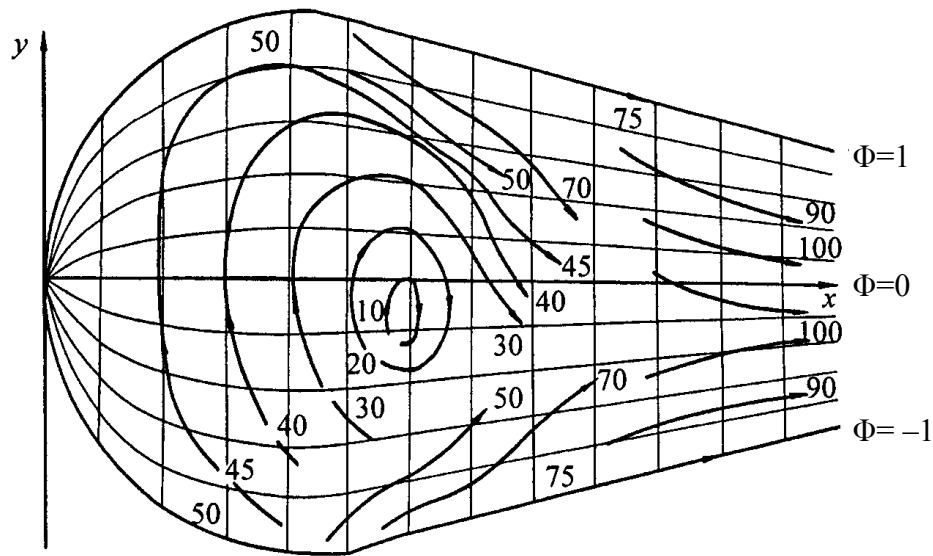


Рис. 3.11. Лінії однакових швидкостей (розмірність дана в  $10^{-3}$  м/с) в області обертового запасу за швидкості валків 0,075 м/с (Φ – безрозмірний аналог координати y для ділянки обертового запасу (див. нижче))

Дослідження значень і напрямків швидкостей окремих частинок ТпМ показують, що в центрі області запасу утворюється вихор, де частинки рухаються по криволінійних траєкторіях із застійною областю в центрі (швидкості частинок порівняно малі). На периферійних полях вихору частинки захоплюються валками й рухаються в бік зменшення проміжку в напрямку області деформації. Отримані дані добре узгоджуються з результатами експерименту, який підтверджує наявність такого циркуляційного руху [46–48].

Отримані результати з гідродинаміки процесу течії розплаву ТпМ у міжвалковому проміжку без урахування теплоенергетичних параметрів недостатні для повного опису процесу в області міжвалкового проміжку. Тому потрібно проводити дослідження температурного поля міжвалкового проміжку для областей деформування та обертового запасу.

Для визначення температурного поля в області деформування ТпМ диференціальне рівняння має вигляд (3.32) [13].

Початкова умова по температурі визначається залежністю (3.6), граничні умови (див. рис. 3.11) по швидкості – виразами (3.7) і (3.8), а по температурі – виразами (3.9) і (3.10).

Розв'язання лінійного диференціального рівняння в частинних похідних другого порядку параболічного типу (3.101) наведено в працях [6, 8, 13, 45]. При цьому розподіл температури на вході полімеру в область деформування має відповідати температурі матеріалу на виході з області обертового запасу при значенні координати  $x = x_{\Pi}$ .

При зроблених раніше припущеннях і прийнятих умовах (3.12) рівняння енергії в області запасу набуде виду

$$\rho c \left( w_x \frac{\partial T}{\partial x} + w_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \tau_{yx} \left( \frac{\partial w_x}{\partial y} + \frac{\partial w_y}{\partial x} \right).$$

Оскільки область запасу було поділено на дві ділянки (див. рис. 3.10), то крайові умови визначаються окремо на кожній ділянці.

Теплообмін на поверхні ділянки 1 відбувається за законом Ньютона:  $-\lambda(\partial T/\partial y) = \alpha(T_{\text{зап}} - T_{\text{нс}})$ . Цю умову в прямокутних декартових координатах  $xOy$  можна записати у вигляді граничних умов третього роду

$$\begin{aligned} -\lambda \sqrt{H_{\text{BX}}^2 - (x + x_{\text{BX}} - H_{\text{BX}})^2} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=\pm \sqrt{H_{\text{BX}}^2 - (x+x_{\text{BX}}-H_{\text{BX}})^2}} = \\ = \alpha(T_{\text{зап}} - T_{\text{нс}}) \Big|_{y=\pm \sqrt{H_{\text{BX}}^2 - (x+x_{\text{BX}}-H_{\text{BX}})^2}}. \end{aligned}$$

Теплообмін на поверхні ділянки 2 дорівнює температурі валків, що впливає з умови прилипання перероблюваного матеріалу до валків. Тому граничні умови задано як умови першого роду

$$\begin{aligned} T \Big|_{y=-(h_{\min} + R_{\text{B}} - \sqrt{K_{\text{B}}^2 - x^2})} &= T_{\text{T}}; \\ T \Big|_{y=h_{\min} + R_{\text{B}} - \sqrt{K_{\text{B}}^2 - x^2}} &= T_{\text{ш}}. \end{aligned}$$

Гранична умова по координаті  $x$

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=-x_{\text{зап}}} = \alpha(T_{\text{зап}} - T_{\text{нс}}) \Big|_{x=-x_{\text{зап}}}.$$

Для задання постійних граничних умов у праці [45, 46] було запропоновано нову систему координат:

$$P = x + x_{\text{зап}};$$

$$\Phi = \frac{y}{\sqrt{H_{\text{вх}}^2 - (H_{\text{вх}} - P)^2}} \quad (\text{на ділянці 1});$$

$$\Phi = \frac{y}{h_{\text{min}} + R_{\text{в}} - \sqrt{R_{\text{в}}^2 - (P - x_{\text{зап}})^2}} \quad (\text{на ділянці 2}).$$

У зазначеній системі координат поставлену крайову задачу з урахуванням значень похідних описується такою системою рівнянь:

$$\begin{aligned} w_x \frac{\partial T}{\partial P} + \left( \frac{w_y}{f(P)} - \Phi F(P) w_x \right) \frac{\partial T}{\partial \Phi} = \\ = \frac{\lambda}{f^2(P)} \frac{\partial^2 T}{\partial \Phi^2} + \frac{K}{\rho c} \left( \frac{1}{f(P)} \frac{\partial w_x}{\partial \Phi} + \frac{\partial w_y}{\partial P} - \Phi F(P) \frac{\partial w_y}{\partial \Phi} \right)^{n+1}; \\ \lambda \frac{\partial T}{\partial P} \Big|_{P=0} = \alpha (T_{\text{зап}} - T_{\text{нс}}) \Big|_{P=0}; \\ -\lambda \frac{\partial T}{\partial \Phi} \Big|_{\Phi=\pm 1} = \alpha \frac{H_{\text{вх}}^2 - (H_{\text{вх}} - P)^2}{H_{\text{вх}}} (T_{\text{зап}} - T_{\text{нс}}) \Big|_{\Phi=\pm 1} \quad (\text{на ділянці 1}); \\ T \Big|_{\Phi=-1} = T_{\text{т}}; \quad T \Big|_{\Phi=1} = T_{\text{ш}} \quad (\text{на ділянці 2}). \end{aligned}$$

У зазначених рівняннях функції  $f(P)$  і  $F(P)$  визначаються як:

$$f(P) = \sqrt{H_{\text{вх}}^2 - (H_{\text{вх}} - P)^2}; \quad F(P) = \frac{H_{\text{вх}} - P}{f^2(P)} \quad (\text{на ділянці 1});$$

$$f(P) = h_{\text{min}} + R_{\text{в}} - \sqrt{R_{\text{в}}^2 - (P - x_{\text{зап}})^2}; \quad F(P) = \frac{P - x_{\text{зап}}}{f(P) \sqrt{R_{\text{в}}^2 - (P - x_{\text{зап}})^2}} \quad (\text{на ділянці 2}).$$

Запропонована модель дає змогу визначити температурне поле як в області активного деформування термопластичного матеріалу, так і в області обертового запасу на вході в міжвалковий проміжок.

Застосування на практиці запропонованої математичної моделі дає можливість визначати раціональні температурні режими процесу перероблення термопластичних матеріалів на валкових машинах (особливо для плівкових каландрів). Проте для всебічної перевірки адекватності розробленої моделі бажано провести більш ґрунтовні експериментальні дослідження.



### **3.6. Моделювання процесу течії псевдопластичної рідини в криволінійному клиновому проміжку клинового пристрою валкової машини**

#### **3.6.1. Математична модель процесу течії псевдопластичної рідини в клиновому проміжку валкової машини**

Одним із шляхів інтенсифікації процесів каландрування й вальцювання пластмас і гумових сумішей є використання пристроїв, що змінюють гідродинаміку матеріалу, перероблюваного на валковій машині. До таких пристроїв належать, у першу чергу, клинові, що складаються з робочого органа – клина, зазвичай спорядженого системою терморегулювання його робочої поверхні, і механізму переміщення й фіксації його відносно валків.

Клин, що утворює з одним або двома валками додаткові криволінійні збіжні (клинові) робочі проміжки, збільшує зону активного впливу валків на матеріал, підсилює змішувальний і пластикувальний ефект валкового обладнання, а також сприяє дегазації оброблюваного матеріалу й підвищує якість виробів або напівфабрикатів [49, 50].

У літературі є відомості щодо математичного моделювання як процесу течії матеріалу, що переробляється безпосередньо в клиновому проміжку [51], так і в найбільш доцільному варіанті експлуатації клинового обладнання – у послідовно розташованих клиновому й міжвалковому проміжках [13, 52, 53].

У працях [13, 53] розглянуто математичну модель нестационарної течії псевдопластичного матеріалу в клиновому проміжку з урахуванням його зв'язку з розташованим після нього міжвалковим проміжком, а в праці [52] зроблено подібний аналіз, але лише в ізотермічному наближенні. Що стосується праці [51], то в ній розглянуто ізотермічну течію матеріалу в клиновому проміжку незалежно від міжвалкового проміжку, що, як показало практичне застосування клинових пристроїв, недоцільно. Крім того, у праці [51] відсутні відомості щодо граничних умов по тиску в клиновому проміжку, а також зроблено припущення про наявність градієнта тиску поперек міжвалкового проміжку, що не підтверджено експериментальними даними, тому використання наведених у праці [51] результатів досліджень вельми проблематично.

Інтенсифікація перероблення пластмас і гумових сумішей на валкових машинах з використанням клинових пристроїв потребує розроблення методики розрахунку процесу каландрування й вальцювання з урахуванням наявності на валковій машині одного або декількох клинових пристроїв.

У процесі перероблення матеріал з транспортера надходить у завантажувальний проміжок каландра (міжвалковий або клиновий), розподіляється

уздовж валка та у вигляді попередньо відформованого полотна виходить із проміжку. Наступний рух матеріалу від одного проміжку до іншого сприяє підвищенню якості перероблюваного матеріалу та поліпшенню його фізико-механічних властивостей. При цьому відбувається безперервна зміна температури ТпМ унаслідок дисипації механічної енергії та теплообміну з робочими органами машини й навколишнім повітрям. Установка клинів найбільш доцільна в калібрувальному або проміжному міжвалкових проміжках каландра, а також на вході в міжвалковий проміжок вальців (рис. 3.12).

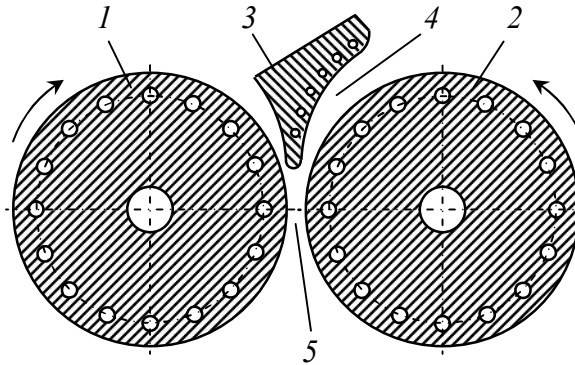


Рис. 3.12. Схема розташування клинового пристрою на вальцях:

1, 2 – вальці; 3 – клин клинового пристрою; 4, 5 – клиновий і міжвалковий проміжки

Схему взаємного розташування клинового й міжвалкового проміжків наведено на рис. 3.13.

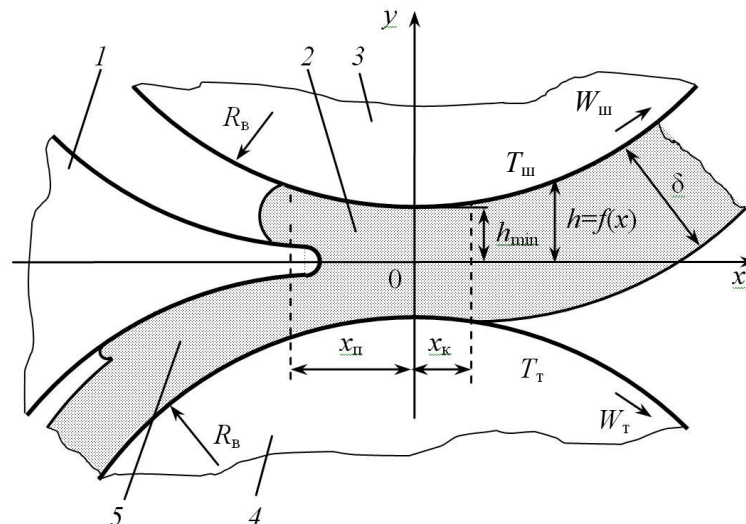


Рис. 3.13. Схема розташування клина в міжвалковому проміжку каландра:

1 – клин; 2 – міжвалковий проміжок; 3, 4 – швидко- і тихохідний вальці, що утворюють міжвалковий проміжок; 5 – криволінійний клиновий збіжний проміжок

Неізотермічна течія розплаву ТпМ у клиновому збіжному проміжку між клином і валком валкової машини описується системою рівнянь, аналогічною системі рівнянь, що описують неізотермічну течію розплаву ТпМ у міжвалковому проміжку (див. п. 3.1.1).

Під час аналізу математичної моделі течії ТпМ у клиновому збіжному проміжку, крім припущень, аналогічних припущенням моделі руху ТпМ у міжвалковому проміжку, також було зроблено такі припущення:

– аналіз течії ТпМ у клиновому проміжку здійснюють «розгортанням» клинового збіжного (серпоподібного) проміжку між клином і валком на площину і перетворенням його на прямолінійний клиновий проміжок (рис. 3.14);

– надлишковий тиск на початку зони деформування клинового збіжного проміжку дорівнює нулю, а в кінці його зони деформування надлишковий тиск визначається положенням вершини клина відносно зони деформування міжвалкового проміжку; у разі розташування вершини клина поза зоною деформування міжвалкового проміжку надлишковий тиск в кінці зони деформування клинового проміжку дорівнює нулю, а в разі розташування вершини клина в межах зони деформування міжвалкового проміжку надлишковий тиск в кінці зони деформування клинового проміжку дорівнює надлишковому тиску в точці зони деформування міжвалкового проміжку, що відповідає положенню вершини клина в системі координат «валок – валок».

Початкова умова по температурі (див. рис. 3.14)

$$T|_{x=x_{\text{п}}} = T_{\text{п}}(y). \quad (3.101)$$

Граничні умови (див. рис. 3.1):

– по швидкості

$$w_x|_{y=0} = W_{\text{в}}; \quad (3.102)$$

$$w_x|_{y=h} = 0; \quad (3.103)$$

– по температурі

$$T|_{y=0} = T_{\text{в}}; \quad (3.104)$$

$$T|_{y=h} = T_{\text{кл}}, \quad (3.105)$$

де  $T_{\text{кл}}$  – температура робочої поверхні клина, К.

Математична модель, що описує течію ТпМ у клиновому проміжку, утвореному клином і валком, описується системою рівнянь (3.1)–(3.5), а також умовами однозначності (3.101)–(3.105).

Розв'язок зазначеної математичної моделі надасть можливість визначити:

– температурне поле матеріалу в будь-якому перерізі клинового проміжку;

- зусилля, що діють на клин і валок, що утворюють клиновий проміжок;
- крутний момент, що діє на валок, і момент тертя, що діє на клин, а отже і потужність, потрібну для деформування ТпМ у клиновому проміжку;
- значення енергії дисипації, одержуваної матеріалом у результаті необоротної деформації зсуву в клиновому проміжку.

### 3.6.2. Розв'язання математичної моделі процесу течії псевдопластичної рідини в клиновому проміжку валкової машини

#### 3.6.2.1. Визначення меж зони деформації клинового проміжку.

Одним з основних вихідних параметрів для розрахунку енергосилових параметрів процесу перероблення термопластичного матеріалу в проміжку між клином і валком валкової машини є межі деформування ТпМ у клиновому проміжку, а саме координата  $x_{\text{кл}}$  (див. рис. 3.14).

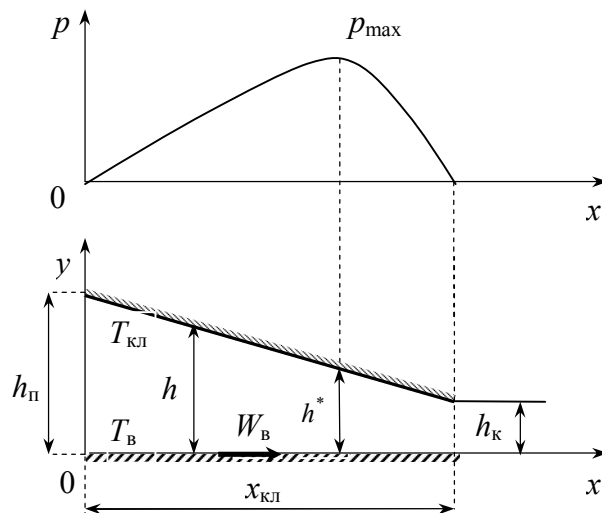


Рис. 3.14. Схема клинового збіжного (серпоподібного) проміжку між клином і валком валкової машини після його розгортання на площину і розподіл вздовж нього тиску:  $x, y$  – поточні координати вздовж і поперек проміжку, м;  $x_{\text{кл}}$  – довжина клинового проміжку, м;  $h_{\text{п}}, h, h_{\text{к}}$  – висоти проміжку: на початку зони деформування, поточна й мінімальна (між вершиною клина й валком), м;  $W_{\text{в}}$  – колова швидкість робочої поверхні валка, м/с;  $p, p_{\text{max}}$  – поточний і максимальний тиск у клиновому проміжку, Па

На відміну від міжвалкового проміжку координата  $x_{\text{к}}$ , що визначає кінець зони деформування клинового проміжку, визначається однозначно і відповідає координаті розташування вершини клина. Іншими словами, кінець зони деформування клинового проміжку збігається із закінченням самого клинового проміжку.

Одним з припущень, прийнятих для розв'язання математичної моделі, є «розгортання» клинового збіжного проміжку й перетворення його на прямолі-

нійний клиновий проміжок [13, 54]. При цьому робоча поверхня валка спрямляється, а відхилення робочої поверхні клина від площинності не перевищує 5 %.

Розглянемо усталений рух неньютонівської псевдопластичної рідини у клиновому проміжку. Для цього потрібно розв'язати систему рівнянь (3.1)–(3.5) з умовами однозначності (3.101)–(3.105).

Підставляючи реологічне рівняння (3.4) у рівняння руху (3.2) та інтегруючи останнє з урахуванням умов (3.102) і (3.103), отримаємо вираз для складової швидкості  $w_x$

$$w_x = W_B \left(1 - \frac{y}{h}\right) - \left(\frac{1}{K} \frac{dp}{dx}\right)^{\frac{1}{n}} \left(\frac{n}{1+n}\right) \left(y h^{\frac{1}{n}} - y^{\frac{1}{n}+1}\right). \quad (3.106)$$

Питома (вздовж бочки валка) об'ємна витрата перероблюваного матеріалу, що рухається крізь клиновий проміжок, визначається залежністю

$$G_V = W_B \delta = \int_0^h w_x dy, \quad (3.107)$$

де  $\delta$  – товщина полотна матеріалу на валку на вході в клиновий проміжок, м.

Підставляючи вираз (3.106) у залежність (3.107) та інтегруючи її, отримуємо

$$2W_B \delta = W_B h - \left(\frac{1}{K} \frac{dp}{dx}\right)^{\frac{1}{n}} h^{\frac{1}{n}+2} \frac{n}{(1+n)(1+2n)}. \quad (3.108)$$

Поточна висота клинового проміжку на відстані  $x$  від його перерізу з висотою  $h_{\Pi}$  визначається співвідношенням

$$h = h_{\Pi} \left(1 - \frac{x \operatorname{tg} \alpha}{h_{\Pi}}\right),$$

де  $\alpha = \arctg[(h_{\Pi} - h_K)/x_{\text{кл}}]$  (див. рис. 3.14).

Уведемо безрозмірні аналоги змінних  $x$  і  $y$ , які перетворюють серпоподібний проміжок на прямокутний [13]:

$$\xi = \frac{x \operatorname{tg} \alpha}{h_{\Pi}}, \quad \varepsilon = \frac{y}{h}. \quad (3.109)$$

Визначимо градієнт тиску в клиновому проміжку (3.108) у новій системі координат (3.109)

$$\frac{dp}{d\xi} = \frac{K W_B^n \operatorname{ctg} \alpha (1+n)^n (1+2n)^n}{n^n h_{\Pi}^{2n} (1-\xi)^{2n+1}} |h_{\Pi}(1-\xi) - 2\delta|^n \operatorname{sign}(h_{\Pi}(1-\xi) - 2\delta). \quad (3.110)$$

Підставляючи вираз (3.110) у залежність (3.106) з урахуванням безрозмірних змінних (3.109), отримуємо вираз для визначення складової швидкості вздовж клинового проміжку

$$w_x = W_B \left[ 1 - \varepsilon - \varepsilon \left( 1 - \varepsilon^{\frac{1}{n}} \right) \frac{(h_{\Pi}(1-\xi) - 2\delta)(1+2n)}{h_{\Pi}(1-\xi)} \right].$$

Тоді вираз для визначення градієнта швидкості поперек клинового проміжку набуде вигляду

$$\frac{\partial w_x}{\partial y} = \frac{W_B}{h_{\Pi}(1-\xi)} \left[ -1 - \frac{(1+2n)}{h_{\Pi}(1-\xi)} (h_{\Pi}(1-\xi) - 2\delta) \left( 1 - \left( \frac{1+n}{n} \right) \varepsilon^{\frac{1}{n}} \right) \right].$$

Інтегруючи рівняння (3.110) від 0 до  $\xi$ , отримаємо залежність для визначення розподілу тиску вздовж клинового проміжку

$$p = \frac{W_B^n K \operatorname{ctg} \alpha (1+n)^n (1+2n)^n}{n^n h_{\Pi}^{2n}} \int_0^{\xi} \frac{|h_{\Pi}(1-\xi) - 2\delta|^n \operatorname{sign}(h_{\Pi}(1-\xi) - 2\delta)}{(1-\xi)^{2n+1}} d\xi. \quad (3.111)$$

Аналізуючи залежність (3.111), можна побачити, що за поточного значення координати  $\xi$  і величині клинового проміжку  $h \geq 2\delta$  тиск збільшується, а за  $h < 2\delta$  – зменшується, тобто в місці, де величина проміжку дорівнює подвійній товщині полотна матеріалу на валку на вході в клиновий проміжок, знаходиться область максимального тиску [53, 54].

Установлення клина на валковій машині може бути реалізовано двома способами.

По-перше, вершину клина може бути розташовано поза зоною деформування міжвалкового проміжку. При цьому вершина клина може бути занурена в обертовий запас на вході в міжвалковий проміжок або між вершиною клина і міжвалковим проміжком може бути ділянка руху ТпМ у вигляді відформованого в клиновому проміжку полотна, яке з одного боку контактує з валком, а з іншого – з навколишнім середовищем. В обох цих випадках початок зони деформування клинового проміжку визначається з умови, що надлишковий тиск в перерізах клинового проміжку  $x = x_{\Pi}$  і  $x = x_{\kappa}$  дорівнює нулю. У цьому випадку, задаючись висотою  $h_{\Pi}$  початку зони деформування клинового проміжку, методом послідовних наближень визначають дійсне значення висоти  $h_{\Pi}$  і, відповідно, координату  $x_{\kappa}$ .

По-друге, вершину клина може бути розташовано в межах зони деформування міжвалкового проміжку. Це зазвичай реалізують на машинах з діаметром валків не меншим від 0,330–0,355 м, які забезпечують достатньо велику зону деформування, розміри якої виключають механічний контакт клина з поверхнями валків, що гарантує надійну роботу машини в цілому. Крім того, у цьому випадку має місце більш ефективна дегазація ТпМ, що поліпшує якість одержуваної продукції. Отже, з технологічної точки зору таке розташування клина більш доцільне.

У той же час в цьому випадку визначення початку зони деформування клинового проміжку ускладнене, оскільки вона встановлюється таким чином, щоб тиск у вершині клина, що розвивається в клиновому проміжку, відповідав тиску, утворюваному під час течії ТпМ у даному місці міжвалкового проміжку. При цьому має зберегтися принцип безперервності епюри тиску вздовж послідовно розташованих клинового й міжвалкового проміжків, а значить і принцип стійкого руху перероблюваного матеріалу. Під час перероблення ТпМ на валкових машинах із застосуванням клинових пристроїв може мати місце коливання початку зони деформування клинового проміжку через вібрацію робочих органів машини.

На рис. 3.15 показано суміщені епюри розподілу тиску в робочих проміжках валкової машини, з якого видно, що можливі два режими роботи обладнання з точки зору розподілу тиску в зонах деформування:

- з чітко вираженими двома піками тиску (у межах клинового й міжвалкового проміжків);
- з одним піком тиску (у межах міжвалкового проміжку).

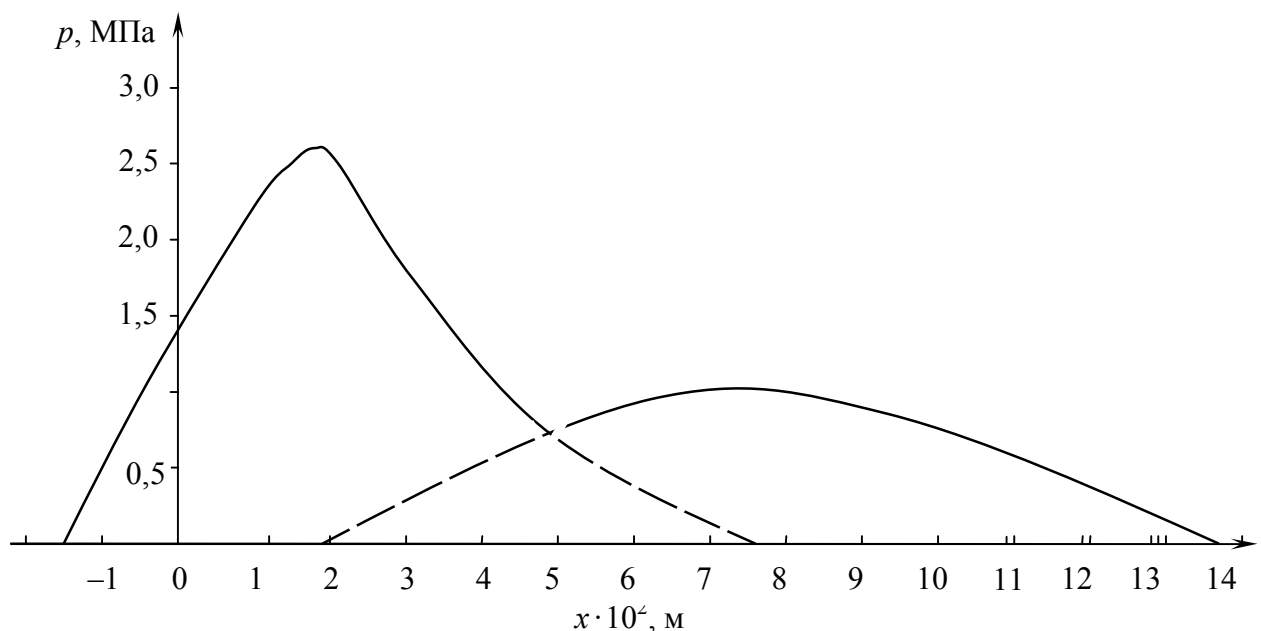


Рис. 3.15. Епюра тиску в зоні деформування ТпМ послідовно розташованих клинового й міжвалкового проміжків ( $R_b=0,33$  м;  $W_b=0,5$  м/с;  $\delta=5,08 \cdot 10^{-3}$  м;  $h_{\min}=2,5 \cdot 10^{-3}$  м;  $K=80000$  Па·с<sup>n</sup>;  $n=0,2$ ;  $\alpha=4,5^\circ$ ;  $h_{\pi}=0,018$  м)

З точки зору інтенсифікації процесу перероблення більш доцільним є перший режим. У той же час експлуатація обладнання в першому режимі вимагає суворого дотримання технологічного регламенту процесу, особливо в частині забезпечення потрібної геометрії клинового проміжку.

### 3.6.2.2. Температурне поле матеріалу в клиновому проміжку.

Для визначення температурного поля ТпМ у клиновому проміжку потрібно розв'язати рівняння енергії (3.3) з початковим (3.101) і граничними умовами (3.104) і (3.105).

З урахуванням виразу [8, 13] для визначення функції дисипації  $q_{\text{дис}} = |\tau_{xy}(\partial w_x / \partial y)|$ :

$$q_{\text{дис}} = \frac{K W_{\text{в}}^{n+1}}{h_{\text{п}}^{n+1} (1-\xi)^{n+1}} \left| -1 - \frac{(1+2n)}{h_{\text{п}} (1-\xi)} (h_{\text{п}} (1-\xi) - 2\delta) \left( 1 - \left( \frac{1+n}{n} \right) \varepsilon^{\frac{1}{n}} \right) \right|^{n+1}. \quad (3.112)$$

рівняння енергії набуде остаточного вигляду

$$\begin{aligned} & \left[ 1 - \varepsilon - \varepsilon \left( 1 - \varepsilon^{\frac{1}{n}} \right) \frac{(h_{\text{п}} (1-\xi) - 2\delta)(1+2n)}{h_{\text{п}} (1-\xi)} \right] \frac{\partial T}{\partial \xi} - \frac{\lambda \text{ctg} \alpha}{\rho c h_{\text{п}} W_{\text{в}} (1-\xi)^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \varepsilon^2} = \\ & = \frac{K W_{\text{в}}^n \text{ctg} \alpha}{\rho c h_{\text{п}}^2 (1-\xi)^{n+1}} \left| -1 - \frac{(1+2n)}{h_{\text{п}} (1-\xi)} (h_{\text{п}} (1-\xi) - 2\delta) \left( 1 - \left( \frac{1+n}{n} \right) \varepsilon^{\frac{1}{n}} \right) \right|^{n+1}. \quad (3.113) \end{aligned}$$

Методика розв'язання рівняння (3.113) аналогічна методиці розв'язання рівняння (3.32) для міжвалкового проміжку.

Приводячи рівняння (3.113) і граничні умови (3.104) і (3.105) до загального виду (2.13), одержимо коефіцієнти при похідних і правій частині рівняння (2.13):

$$C(T, t, x) = 1 - \varepsilon - \varepsilon \left( 1 - \varepsilon^{\frac{1}{n}} \right) \frac{(h_{\text{п}} (1-\xi) - 2\delta)(1+2n)}{h_{\text{п}} (1-\xi)};$$

$$k(T, t, x) = \frac{\lambda \text{ctg} \alpha}{\rho c h_{\text{п}} W_{\text{в}} (1-\xi)^2}; \quad A(T, t, x) = 0;$$

$$f(T, t, x) = \frac{K W_{\text{в}}^n \text{ctg} \alpha}{\rho c h_{\text{п}}^2 (1-\xi)^{n+1}} \left| -1 - \frac{(1+2n)}{h_{\text{п}} (1-\xi)} (h_{\text{п}} (1-\xi) - 2\delta) \left( 1 - \left( \frac{1+n}{n} \right) \varepsilon^{\frac{1}{n}} \right) \right|^{n+1}.$$



Якщо коефіцієнти граничних умов (2.15) і (2.16) рівняння (2.13) взяти такими, що дорівнюють:

$$\begin{aligned}\alpha_1(t) &= 1, & \beta_1(t) &= 0, & \varphi_1(t) &= T_B; \\ \alpha_2(t) &= 1, & \beta_2(t) &= 0, & \varphi_2(t) &= T_{\text{кл}},\end{aligned}$$

то ці граничні умови відповідатимуть виду граничних умов (3.104) і (3.105) рівняння (3.113).

Знання температурного поля надасть змогу попередити локальний перегрів матеріалу, його можливу термодеструкцію, а отже і зниження якості одержуваної продукції. Визначення температури перероблюваного матеріалу потрібне і для подальшого розрахунку енергосилових характеристик процесу, а також параметрів теплоносія, що циркулює у клині і валку, що утворюють клиновий проміжок.

### 3.6.2.3. Визначення розпірних зусиль, що діють на клин і валок.

Визначимо розпірні зусилля, що діють на клин і відповідний валок з боку ТпМ, що деформується в клиновому проміжку.

Зазначені розпірні зусилля можна визначити із залежності (3.33).

У разі застосування безрозмірних координат (3.109) отримуємо

$$F = L_B h_{\Pi} \operatorname{ctg} \alpha \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi_K} \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi} \left( \frac{dp}{d\xi} \right) d\xi d\xi. \quad (3.114)$$

Підставляючи в (3.114) вираз (3.110) для градієнта тиску, матимемо

$$\begin{aligned}F &= \frac{KL W_B^n \operatorname{ctg}^2 \alpha (1+n)^n (1+2n)^n}{n^n h_{\Pi}^{2n-1}} \times \\ &\times \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi_K} \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi} |h_{\Pi} (1-\xi) - 2\delta|^n \operatorname{sign}(h_{\Pi} (1-\xi) - 2\delta) \frac{1}{(1-\xi)^{2n+1}} d\xi d\xi.\end{aligned}$$

Розпірні зусилля використовують для обчислення повних зусиль, які діють на клин і відповідний валок і які потрібні для розрахунку елементів валкової машини на міцність і жорсткість.

**3.6.2.4. Визначення крутних моментів, що діють на валок і клин, і потужності приводу валка.** Під час руху ТпМ у клиновому проміжку, як і в разі міжвалкового проміжку, в загальному випадку мають місце дві області: відставання та випередження. Межею цих областей є переріз клинового проміжку з максимальним тиском. Якщо величина клинового проміжку у вершині клина буде більше за подвійну товщину полотна матері-

алу на валку на вході в клиновий проміжок, то область випередження в ньому відсутня. При цьому крутний момент, який є наслідком сил тертя ТпМ об поверхні клина й валка, залежно від геометрії клинового проміжку намагається або втягнути клин в міжвалковий проміжок, або виштовхнути його звідти.

Крутні моменти, які діють на валок і клин, що утворюють клиновий проміжок, визначаються залежністю

$$M = L_B R_{B(КЛ)} \int_{x_{\Pi}}^{x_K} \tau_{yx} \Big|_{y=0}^{y=h} dx ,$$

де  $R_{КЛ}$  – радіус робочої поверхні клина (м)

або в системі безрозмірних координат

$$M = L_B R_{B(КЛ)} \operatorname{ctg} \alpha \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi_K} \tau_{yx} \Big|_{\varepsilon=h}^{\varepsilon=0} d\xi .$$

Тоді крутний момент, що діє на валок під час деформування ТпМ у клиновому проміжку, становитиме

$$\begin{aligned} M_B = & - \frac{KL R_B W_B^n \operatorname{ctg} \alpha}{h_{\Pi}^{n-1}} \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi_K} \left| -1 - \frac{(1+2n)}{h_{\Pi}(1-\xi)} (h_{\Pi}(1-\xi) - 2\delta) \right|^m \times \\ & \times \operatorname{sign} \left( -1 - \frac{(1+2n)}{h_{\Pi}(1-\xi)} (h_{\Pi}(1-\xi) - 2\delta) \right) \frac{1}{(1-\xi)^n} d\xi . \end{aligned} \quad (3.115)$$

Відповідний момент тертя, що діє на клин

$$\begin{aligned} M_{КЛ} = & - \frac{KL R_{КЛ} W_B^n \operatorname{ctg} \alpha}{h_{\Pi}^{n-1}} \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi_K} \left| -1 + \frac{(1+2n)}{h_{\Pi}(1-\xi)} (h_{\Pi}(1-\xi) - 2\delta) \right|^m \times \\ & \times \operatorname{sign} \left( -1 + \frac{(1+2n)}{h_{\Pi}(1-\xi)} (h_{\Pi}(1-\xi) - 2\delta) \right) \frac{1}{(1-\xi)^n} d\xi . \end{aligned} \quad (3.116)$$

Потужність, що підводиться до валка для деформування ТпМ у клиновому проміжку, можна визначити з виразу

$$N = |M_B| \omega ,$$

де  $\omega$  – кутова швидкість валка, рад/с.

Отже, зазначена потужність остаточно становитиме

$$N = \left| -\frac{KL W_B^{n+1} \operatorname{ctg} \alpha}{h_{\Pi}^{n-1}} \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi_K} \left| -1 + \frac{(1+2n)}{h_{\Pi}(1-\xi)} (h_{\Pi}(1-\xi) - 2\delta) \right|^m \times \right. \\ \left. \times \operatorname{sign} \left( -1 + \frac{(1+2n)}{h_{\Pi}(1-\xi)} (h_{\Pi}(1-\xi) - 2\delta) \right) \frac{1}{(1-\xi)^n} d\xi \right|.$$

Сумарна потужність, потрібна для обертання валка, визначається сумою потужностей, затрачуваних на забезпечення крутних моментів у всіх робочих проміжках, утворюваних даним валком.

### 3.6.2.5. Визначення дотичних зусиль, що діють на клин і валок.

З боку матеріалу, що деформується в клиновому проміжку, крім тиску на робочі поверхні валка і клина діють дотичні напруження, результатом дії яких є сили, які прикладені до робочих поверхонь валка і клина та чинять опір обертанню валка. Величину зазначеного дотичного зусилля можна визначити за залежністю  $P_{B(KL)} = M_{B(KL)} / R_{B(KL)}$ .

Тоді дотичні зусилля для валка і клина, що утворюють клиновий проміжок, можна обчислити, скориставшись формулами для відповідних крутних моментів (3.115) і (3.116):

$$P_B = -\frac{KL W_B^n \operatorname{ctg} \alpha}{h_{\Pi}^{n-1}} \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi_K} \left| -1 - \frac{(1+2n)}{h_{\Pi}(1-\xi)} (h_{\Pi}(1-\xi) - 2\delta) \right|^m \times \\ \times \operatorname{sign} \left( -1 - \frac{(1+2n)}{h_{\Pi}(1-\xi)} (h_{\Pi}(1-\xi) - 2\delta) \right) \frac{1}{(1-\xi)^n} d\xi; \\ P_{KL} = -\frac{KL W_B^n \operatorname{ctg} \alpha}{h_{\Pi}^{n-1}} \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi_K} \left| -1 + \frac{(1+2n)}{h_{\Pi}(1-\xi)} (h_{\Pi}(1-\xi) - 2\delta) \right|^m \times \\ \times \operatorname{sign} \left( -1 + \frac{(1+2n)}{h_{\Pi}(1-\xi)} (h_{\Pi}(1-\xi) - 2\delta) \right) \frac{1}{(1-\xi)^n} d\xi.$$

Визначені зусилля застосовують для розрахунку елементів валкової машини (у першу чергу клина і відповідного валка) на міцність і жорсткість.

**3.6.2.6. Дисипативна складова енергетичного балансу клина й валка.** Дисипативна складова енергетичного балансу робочих органів, що утворюють клиновий проміжок (клина й валка), може бути визначена після розрахунку інтенсивності дисипації механічної енергії і значення температури  $T_{\Pi M}$  у клиновому проміжку.

У системі безрозмірних координат (3.109) і з урахуванням виразу (3.112) загальна потужність дисипації в клиновому проміжку складе

$$Q_{\text{дис}} = \frac{LK W_{\text{в}}^{n+1} \text{ctg}\alpha}{h_{\text{п}}^{n+1}} \times \int_{\xi_{\text{п}} 0}^{\xi_{\text{к}} 1} \left| -1 - \frac{(1+2n)}{h_{\text{п}}(1-\xi)} (h_{\text{п}}(1-\xi) - 2\delta) \left( 1 - \left( \frac{1+n}{n} \right) \varepsilon^{\frac{1}{n}} \right) \right|^{n+1} \frac{1}{(1-\xi)^n} d\varepsilon d\xi. \quad (3.117)$$

Визначену за допомогою виразу (3.117) енергію дисипації використовують у теплоенергетичному балансі валкової машини в цілому. Для розрахунку же систем теплозабезпечення валка й клина (за умови наявності зазначених систем теплозабезпечення) потрібно знати відповідну складову теплоенергетичного балансу як валка, так і клина окремо.

Енергія дисипації, одержувана перероблюваним матеріалом у результаті необоротної деформації зсуву в клиновому проміжку, розподілимо між клином і валком як енергію, одержувану матеріалом в половині (по координаті  $y$ ) клинового проміжку з боку валка й клина, відповідно:

$$Q_{\text{дис в}} = \frac{LK W_{\text{в}}^{n+1} \text{ctg}\alpha}{h_{\text{п}}^{n+1}} \times \int_{\xi_{\text{п}} 0}^{\xi_{\text{к}} 0,5} \left| -1 - \frac{(1+2n)}{h_{\text{п}}(1-\xi)} (h_{\text{п}}(1-\xi) - 2\delta) \left( 1 - \left( \frac{1+n}{n} \right) \varepsilon^{\frac{1}{n}} \right) \right|^{n+1} \frac{1}{(1-\xi)^n} d\varepsilon d\xi; \quad (3.118)$$

$$Q_{\text{дис кл}} = \frac{LK W_{\text{в}}^{n+1} \text{ctg}\alpha}{h_{\text{п}}^{n+1}} \times \int_{\xi_{\text{п}} 0,5}^{\xi_{\text{к}} 1} \left| -1 - \frac{(1+2n)}{h_{\text{п}}(1-\xi)} (h_{\text{п}}(1-\xi) - 2\delta) \left( 1 - \left( \frac{1+n}{n} \right) \varepsilon^{\frac{1}{n}} \right) \right|^{n+1} \frac{1}{(1-\xi)^n} d\varepsilon d\xi. \quad (3.119)$$

Визначені за залежностями (3.118) і (3.119) значення потужності дисипації, забезпечувані валком і клином, що утворюють клиновий проміжок, використовують для визначення параметрів систем теплозабезпечення зазначених валка і клина.

**3.6.2.7. Особливості визначення енергосилових параметрів процесу в разі розташування клина в завантажувальному проміжку каландра.** Клиновий пристрій монтують переважно в проміжних або

калібрувальному проміжках каландра. Набагато рідше клин розташовують у завантажувальному міжвалковому проміжку. Зазвичай це пов'язано з потребою швидкого прогрівання і пластикації ТпМ на тривалкових каландрах. У цьому випадку завантажувальним проміжком каландра стає не міжвалковий, а клиновий проміжок.

Як і у випадку розташування клина в проміжних або калібрувальному проміжках каландра, під час розташування клина в завантажувальному проміжку вершина клина може перебувати в межах зони деформування міжвалкового проміжку або бути поза нею.

У першому випадку визначення енергосилових параметрів процесу аналогічно тому, що розглянуто вище за умови, що тиск у вершині клина дорівнює тиску в перерізі міжвалкового проміжку, який відповідає розташуванню вершини клина. При цьому для реалізації процесу потрібно лише підтримувати такий об'єм матеріалу в клиновому проміжку, щоб його вільна поверхня розташовувалася на відстані від вершини клина, не меншому від  $x_{\text{кл}}$ .

У другому випадку тиск у вершині клина дорівнює нулю, і витрата матеріалу крізь клиновий проміжок визначатиметься рівномірністю живлення клинового проміжку вихідним матеріалом, питома (на одиницю довжини проміжку) об'ємна витрата  $G_V$  якого має суворо відповідати витраті, забезпечуваній кожним міжвалковим проміжком каландра. При цьому вільна поверхня ТпМ у завантажувальному клиновому проміжку має розташовуватися на рівні перерізу клинового проміжку заввишки  $h_{\text{п}}$ , значення якої визначають з виразу [13, 20] методом послідовних наближень

$$G_V = \frac{W_{\text{в1}} h_{\text{п}} \left( \frac{1+n}{n} \right) \left[ \left( \frac{h_{\text{п}}}{h_{\text{к}}} \right)^n - 1 \right]}{2 \left[ \left( \frac{h_{\text{п}}}{h_{\text{к}}} \right)^{n+1} - 1 \right]}.$$

Таким чином, знаючи величину клинового проміжку у вершині клина та об'ємну витрату матеріалу (яка легко визначається через продуктивність машини в цілому), неважко визначити й розташування зони деформації клинового проміжку, а отже і переріз проміжку, на якому потрібно підтримувати рівень перероблюваного матеріалу

$$x_{\text{кл}} = (h_{\text{п}} - h_{\text{к}}) \text{ctg} \alpha.$$

Енергосилові параметри процесу визначають за одержаними вище відповідними залежностями за умови заміни в них величини  $\delta$  відношенням  $G_V / W_{\text{в1}}$ .

### 3.7. Моделювання процесу приготування термопластичної композиції у змішувачі закритого типу з овальними роторами

#### 3.7.1. Загальні положення

Схему змішувача закритого типу з овальними роторами, а також його змішувальної камери наведено на рис. 1.2 і 1.3.

З метою спрощення моделювання процесу беремо припущення, аналогічні процесам течії перероблюваного матеріалу в міжвалковому проміжку (див. п. 3.1 і 3.2): перероблюваний матеріал нестисливий; його рух усталений і одновимірний; глибина робочих проміжків у діаметральному перерізі роторів достатньо мала порівняно з радіусом роторів і півкамер; масові та інерційні сили незначні порівняно з силами в'язкості. При цьому аналіз течії матеріалу за аналогією з процесом течії матеріалу в клиновому збіжному проміжку між валком і клином (див. п. 3.6) виконуємо розгортанням на площину робочої поверхні ротора на ділянках послідовно розташованих максимального (утворюваного основою ротора й стінкою змішувальної камери), серпоподібного й мінімального проміжків (рис. 3.16–3.18).

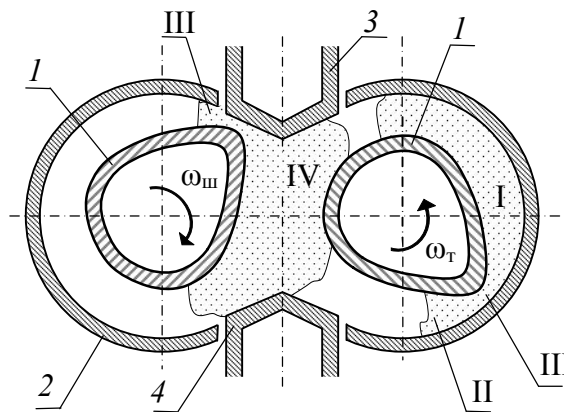


Рис. 3.16. Схема оброблення композиції в камері змішувача: 1 – ротори; 2 – робоча камера; 3, 4 – верхній і нижній затвори; I–IV – характерні області деформування композиції;  $\omega_{ш}$  і  $\omega_{т}$  – кутові швидкості швидкохідного й тихохідного роторів

Ротори обертаються назустріч один одному в просторі, обмеженому стінкою робочої камери (півкамер обох роторів), а також верхнім і нижнім затворами. Робочий об'єм камери змішувача умовно можна поділити на чотири характерних зони: серпоподібну область I ефективного змішування, яка утворюється стінкою однієї з півкамер і лобовою поверхнею відповідного ротора, затилкову область II, у яку потрапляє матеріал після проходження ним області III мінімального проміжку між стінкою півкамери і гребенем ротора, а також область IV між роторами, у якій здійснюється перерозподіл оброблюваної композиції між півкамерами.

Робочу ділянку кожного з овальних роторів змішувача виконують у вигляді переривчастої спіралі, при цьому в будь-якому поперечному перерізі зазначена ділянка являє собою збіжний в один бік овал. Поверхню кожного з роторів утворено двома гвинтоподібними лопатями, одна з яких (більш довга) має кут підйому гвинтової лінії  $\alpha_d=60^\circ$ , а інша (коротка) –  $\alpha_k=45^\circ$ . Кут охоплення ротора кожної з лопатей (кут закручування лопаті) зазвичай становить  $90^\circ$ . Довжина короткої лопаті  $l_1$  (точніше довжина її проекції на діаметральну площину ротора) становить приблизно від 38 до 43 % загальної довжини робочої частини ротора  $l$  (довжини змішувальної камери), а довжина довгої лопаті  $l_2$  – приблизно 70 % величини  $l$ . Гвинтова лінія короткої лопаті має лівий напрям, а довгої – правий (див. рис. 3.17).

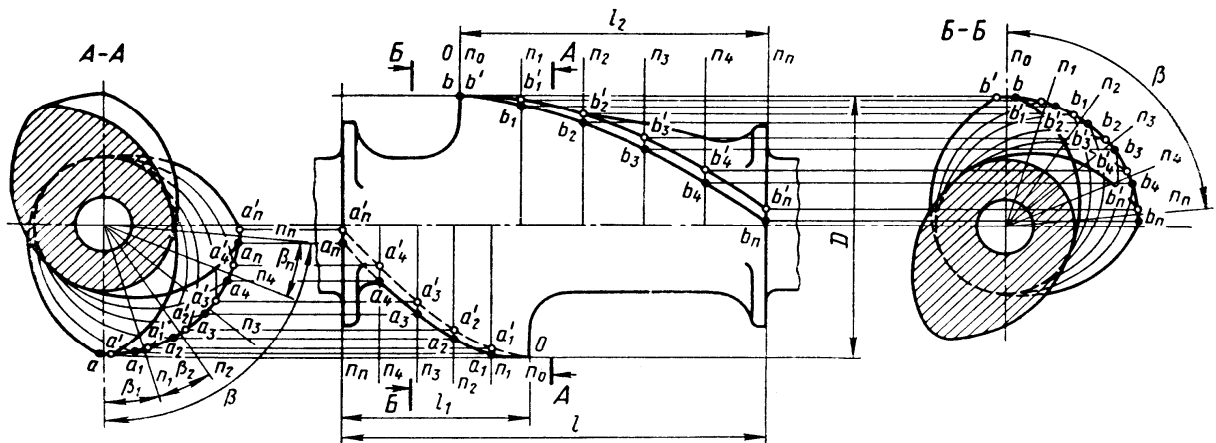


Рис. 3.17. До побудови профілю робочої частини ротора змішувача [9]:  
 $n_i$ ,  $\beta_i$ ,  $a_i$ ,  $b_i$  – промені, центральні кути, точки та їхні проекції

Конфігурація роторів сприяє підвищенню змішувального ефекту. Розташування роторів у камері таке, що навпроти довгої лопаті одного ротора розміщено коротку лопать другого. Унаслідок цього, а також різної частоти обертання роторів, оброблювана композиція в камері набуває складного руху із траєкторією, що має вид просторової «вісімки». Під дією оберткових роторів основний процес змішування композиції й диспергування її компонентів здійснюється в області II. При цьому композиція рухається не тільки в коловому напрямку, а й уздовж осі відповідного ротора (точніше гвинтових поверхонь його лопатей). При цьому якщо в коловому напрямку композиція рухається під дією тиску, що розвивається в об'ємі композиції в результаті її деформування, то надалі вважатимемо, що в осьовому напрямку має місце безнапірна течія композиції. Також розглядатимемо зазначену безнапірну течію композиції як її рух у просторі, обмеженому кінцевою сукупністю каналів, утворених паралельними стінками (висота каналів при цьому змінюється від максимальної, яка дорівнює різниці радіусів внутрішньої поверхні півкамери й основи ротора, до мінімальної, що відповідає величині мінімального проміжку між внутрішньою поверхнею півкамери й гребенем ротора).

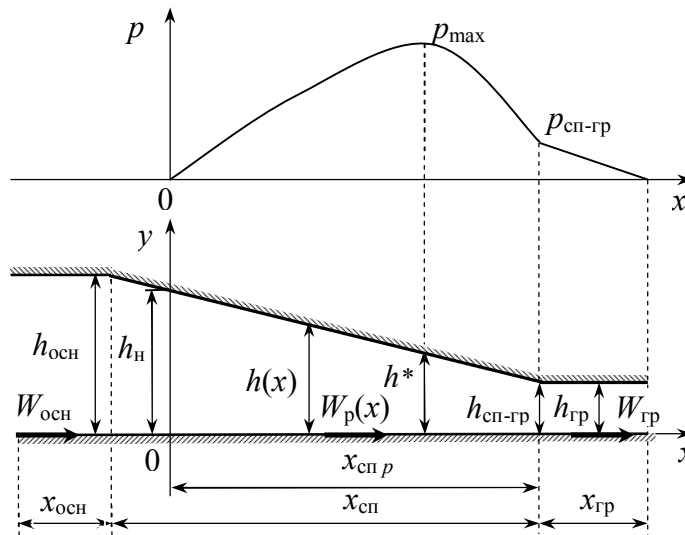


Рис. 3.18. Схема максимального, серпоподібного й мінімального проміжків після розгортання:  $x, y$  – поточні координати вздовж і поперек каналу, м;  $p, p_{\max}$  – поточний й максимальний тиск у каналі, Па;  $p_{\text{сп-гр}}$  – тиск у місці переходу серпоподібного проміжку в мінімальний, Па;  $x_{\text{осн}}, x_{\text{сп}}, x_{\text{гр}}$  – довжина максимального (на ділянці основи ротора), серпоподібного й мінімального (на ділянці гребеня ротора) проміжків, м;  $x_{\text{сп}p}$  – довжина активної ділянки серпоподібного проміжку (ділянки з наявністю тиску  $p$ ), м;  $h_{\text{осн}}, h, h_{\text{гр}}$  – максимальна (початкова), поточна й мінімальна висоти каналу, м;  $h_{\text{сп-гр}^*}$  – висота проміжку в місці переходу серпоподібного проміжку в мінімальний, м;  $h_{\text{н}}, h^*$  – висота проміжку на початку ділянки активного деформування матеріалу в серпоподібному проміжку й у місці переходу серпоподібного проміжку в мінімальний, м;  $W_{\text{осн}}, W_p(x), W_{\text{гр}}$  – лінійна швидкість робочої поверхні ротора (основи, лобової частини й гребеня), м/с

Оскільки під час усталеного процесу змішування коефіцієнт завантаження змішувача становить 0,47...0,85 [6, 9], то інтенсивного деформування одержуваної композиції в максимальному проміжку (див. рис. 3.16) не відбувається, а активна дія роторів на композицію здійснюється лише в серпоподібному й мінімальному проміжках.

### 3.7.2. Моделювання процесу приготування композиції ньютонівського типу

З урахуванням узятих припущень рівняння, що описують процес течії матеріалу, поведінка якого описується законом внутрішнього тертя Ньютона, в серпоподібному й мінімальному проміжках між поверхнями ротора й робочої камери (рівняння руху (3.2), нерозривності (3.107), а також реологічне рівняння (3.19)):

$$-\frac{dp}{dx} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} = 0;$$



$$G_V = \int_0^h w_x dy;$$

$$\tau_{xy} = \mu \frac{\partial w_x}{\partial y},$$

де  $G_V$  – об’ємна витрата ТпМ крізь одиницю ширини проміжку. м<sup>2</sup>/с

Граничні умови по швидкості в серпоподібному й мінімальному проміжках:

$$w_x|_{y=0} = W_p(x); \quad w_x|_{y=h} = 0; \quad (3.120)$$

$$w_x|_{y=0} = W_{гр}; \quad w_x|_{y=h} = 0. \quad (3.121)$$

Інтегруючи рівняння (3.2) з урахуванням умов (3.120) і (3.121), отримаємо вирази для складової швидкості вздовж каналу, утвореного послідовно розташованими серпоподібним і мінімальним проміжками:

$$w_x = W_p(x) \left( 1 - \frac{y}{h} \right) - \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (yh - y^2); \quad (3.122)$$

$$w_x = W_{гр} \left( 1 - \frac{y}{h} \right) - \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (yh - y^2). \quad (3.123)$$

Спочатку розглянемо серпоподібний проміжок.

Згідно з гідродинамічною теорією мащення диференціальне рівняння тиску в шарі деформованого матеріалу має вигляд [6, 55]

$$\frac{d}{dx} \left( h^3 \frac{dp}{dx} \right) = 6\mu W_p(x) \frac{dh}{dx}.$$

Після інтегрування отримаємо

$$h^3 \frac{dp}{dx} = 6\mu W_p(x) h + C,$$

де  $C$  – стала інтегрування.

Позначимо висоту проміжку, що відповідає максимальному тиску  $p_{\max}$ , через  $h^*$  (див. рис. 3.17)

$$\frac{dp}{dx} \Big|_{h=h^*} = 0. \quad (3.124)$$

Тоді, враховуючи (3.124), матимемо

$$\frac{dp}{dx} = \frac{6\mu W_p(x)}{h^2} \left( 1 - \frac{h^*}{h} \right). \quad (3.125)$$

Підставляючи (3.125) у (3.122), отримаємо

$$w_x = W_p(x) \left(1 - \frac{y}{h}\right) \left[1 - \frac{3y}{h} \left(1 - \frac{h^*}{h}\right)\right]. \quad (3.126)$$

Оскільки

$$h = h_{\pi} - mx, \quad (3.127)$$

де  $m = (h_{\pi} - h_{\text{гр}})/x_{\text{сп}}$  (див. рис. 3.17),

то рівняння (3.125) для градієнта тиску набуває вигляду

$$\frac{dp}{dh} = -\frac{6\mu W_p(x)}{mh^2} \left(1 - \frac{h^*}{h}\right). \quad (3.128)$$

Граничні умови по тиску в серпоподібному проміжку:

$$p|_{h=h_{\pi}} = 0; \quad p|_{h=h_{\text{сп-гр}}} = p_{\text{сп-гр}}.$$

За цих умов

$$h^* = \frac{2h_{\pi}^2 h_{\text{гр}}^2}{h_{\pi}^2 - h_{\text{гр}}^2} \left( \frac{1}{h_{\text{гр}}} - \frac{1}{h_{\pi}} - \frac{mp_{\text{сп-гр}}}{6\mu W_p(x)} \right). \quad (3.129)$$

Ураховуючи (3.128), можна визначити розподіл тиску в серпоподібному проміжку залежно від його поточної висоти  $h$

$$p_{\text{сп}} = \frac{6\mu W_p(x)}{m} \left[ \frac{1}{h} - \frac{1}{h_{\pi}} - \frac{h^*}{2} \left( \frac{1}{h^2} - \frac{1}{h_{\pi}^2} \right) \right] \quad (3.130)$$

або

$$p_{\text{сп}} = \frac{6\mu W_p(x)}{m} \left[ \frac{1}{h} - \frac{1}{h_{\text{гр}}} - \frac{h^*}{2} \left( \frac{1}{h^2} - \frac{1}{h_{\text{гр}}^2} \right) \right] + p_{\text{сп-гр}}. \quad (3.131)$$

Об'ємна витрата матеріалу крізь одиницю ширини каналу визначається залежністю (3.107). З іншого боку, враховуючи умови (3.120) і (3.124), матимемо

$$G_V = \frac{h^* W_p|_{h=h^*}}{2}. \quad (3.132)$$

Для першого наближення під час аналізу процесу змішування можна прийняти  $h^* = 2h_{\pi}h_{\text{гр}}/(h_{\pi} + h_{\text{гр}})$  [6, 55].

Тепер розглянемо мінімальний проміжок.

Вираз для складової швидкості вздовж мінімального проміжку має вигляд (3.123), тоді із врахуванням (3.107) об'ємна витрата матеріалу крізь одиницю ширини проміжку становитиме

$$G_V = \int_0^{h_{\text{гр}}} w_x dy = \frac{W_{\text{гр}} h_{\text{гр}}}{2} - \frac{h_{\text{гр}}^3}{12\mu} \frac{dp}{dx}. \quad (3.133)$$

Беручи до уваги (3.133) і сталість витрати крізь послідовно розташовані проміжки, з урахуванням (3.132) отримуємо вираз для градієнта тиску вздовж мінімального проміжку

$$\frac{dp}{dx} = \frac{6\mu}{h_{\text{гр}}^3} (h_{\text{гр}} W_{\text{гр}} - h^* W_p|_{h=h^*}). \quad (3.134)$$

Граничні умови по тиску в мінімальному проміжку:

$$p|_{x=0} = p_{\text{сп-гр}}; \quad p|_{x=x_{\text{гр}}} = 0.$$

Оскільки тиск на початку мінімального проміжку становить  $p_{\text{сп-гр}}$ , а в його кінці надлишковий тиск відсутній, знайдемо вираз для визначення тиску на межі серпоподібного й мінімального проміжків

$$p_{\text{сп-гр}} = \frac{6\mu}{h_{\text{гр}}^3} (h_{\text{гр}} W_{\text{гр}} - h^* W_p|_{h=h^*}) x_{\text{гр}}. \quad (3.135)$$

У вирази (3.130), (3.131) і (3.135) входить величина  $h^*$ , яка сама залежить від тиску  $p_{\text{сп-гр}}$  (див. (3.129)), тому тиск на межі серпоподібного й мінімального проміжків визначають методом послідовних наближень.

Тепер розглянемо характер навантаження ротора.

Сила тиску, що діє на одиницю ширини лопаті по нормалі до поверхні ротора з боку композиції, оброблюваної в серпоподібному проміжку, становить

$$F_{\text{сп}} = \int_0^{x_{\text{сп}}} p_{\text{сп}}(x) dx = -\frac{1}{m} \int_{h_{\text{п}}}^{h_{\text{гр}}} p_{\text{сп}}(h) dh.$$

Беручи до уваги вираз (3.130), отримаємо

$$F_{\text{сп}} = \frac{6\mu W_p(x)}{m^2} \left[ \ln \frac{h_{\text{п}}}{h_{\text{гр}}} - \frac{h_{\text{п}} - h_{\text{гр}}}{h_{\text{п}}} \left( 1 + \frac{h^*(h_{\text{п}} - h_{\text{гр}})}{2h_{\text{п}} h_{\text{гр}}} \right) \right]. \quad (3.136)$$

За аналогією питома сила тиску, що діє по нормалі на ротор з боку композиції, оброблюваної в мінімальному проміжку

$$F_{\text{гр}} = \int_0^{x_{\text{гр}}} p_{\text{гр}}(x) dx.$$

Беручи до уваги вираз (3.134), отримаємо

$$F_{\text{гр}} = \frac{6\mu}{h_{\text{гр}}^3} \left( h_{\text{гр}} W_{\text{гр}} - h^* W_{\text{р}}|_{h=h^*} \right) x_{\text{гр}}^2. \quad (3.137)$$

Враховуючи (3.19) і (3.122), напруження зсуву на рухомій поверхні серпоподібного проміжку (за умови  $y=0$ ) становитимуть

$$\tau_{\text{сп}}|_{y=0} = -\frac{\mu W_{\text{р}}(x)}{h} - \frac{h}{2} \frac{dp}{dx}.$$

Скориставшись залежностями (3.135) і (3.136), матимемо [6, 55]

$$\tau_{\text{сп}}|_{y=0} = -\frac{\mu W_{\text{р}}(x)}{h} \left( 4 - \frac{3h^*}{h} \right). \quad (3.138)$$

Сила тертя, що діє на одиницю ширини лопаті дотично до поверхні ротора з боку композиції, оброблюваної в серпоподібному проміжку, становитиме

$$P_{\text{сп}} = \int_0^{x_{\text{сп}}} \tau_{\text{сп}}|_{y=0} dx = -\frac{1}{m} \int_{h_{\text{п}}}^{h_{\text{гр}}} \tau_{\text{сп}}|_{y=0} dh.$$

Після інтегрування попереднього виразу з урахуванням (3.138) отримаємо

$$P_{\text{сп}} = -\frac{\mu W_{\text{р}}(x)}{m} \left( 4 \ln \frac{h_{\text{п}}}{h_{\text{гр}}} - \frac{3h^*(h_{\text{п}} - h_{\text{гр}})}{h_{\text{п}} h_{\text{гр}}} \right). \quad (3.139)$$

Питому силу тертя, що діє на ротор з боку композиції, оброблюваної в мінімальному проміжку, визначимо скориставшись залежністю (3.138). Беручи до уваги, що  $h = h_{\text{гр}}$ , отримаємо

$$P_{\text{гр}} = -\frac{\mu W_{\text{гр}}}{h_{\text{гр}}} \left( 4 - \frac{3h^*}{h_{\text{гр}}} \right) x_{\text{гр}}. \quad (3.140)$$

Для зручності розрахунків сили, що діють на кожну лопать обох роторів можна замінити статично еквівалентною системою сил: результуючими поперечними силами  $F_{\Sigma \text{ дш}}$ ,  $F_{\Sigma \text{ кш}}$ ,  $F_{\Sigma \text{ дт}}$  і  $F_{\Sigma \text{ кт}}$ , а також результуючими моментами  $M_{\Sigma \text{ ш}}$  і  $M_{\Sigma \text{ т}}$ , враховуючи при цьому відповідно до (3.136), (3.137), (3.139) і (3.140) питомі поперечні й дотичні сили, масу ротора, а також довжини короткої  $L_{\text{к}}$  і довгої  $L_{\text{д}}$  лопатей ротора (індекси «д» і «к» стосуються довгої й коро-

ткої лопатей як швидкохідного («ш»), так і тихохідного («т») роторів).

Точки прикладання зазначених результуючих сил до ротора визначаються положенням центра тяжіння площі, що обмежена віссю координати  $x$  і кривою відповідного питомого навантаження (тиску, дотичних напружень) у зоні деформування [6]. Координати зазначених точок можна визначити за методикою, наведеною в праці [56]. Напрями дії результуючих сил визначатимуться формою поверхні ротора в місці їх прикладення.

Крутні моменти  $M_{\Sigma ш}$  і  $M_{\Sigma т}$ , необхідні для обертання швидко- і тихохідного роторів, визначають як суму добутків поперечних сил (з урахуванням напрямку дії кожної сили), що діють на обидві лопаті відповідного ротора, і плечей цих сил:

$$\begin{aligned} M_{\Sigma ш} &= \left( F_{сп} r_{F_{сп}} + P_{сп} r_{P_{сп}} + F_{гр} r_{F_{гр}} + P_{гр} r_{P_{гр}} \right)_{кш} L_{к} + \\ &+ \left( F_{сп} r_{F_{сп}} + P_{сп} r_{P_{сп}} + F_{гр} r_{F_{гр}} + P_{гр} r_{P_{гр}} \right)_{дш} L_{д}; \\ M_{\Sigma т} &= \left( F_{сп} r_{F_{сп}} + P_{сп} r_{P_{сп}} + F_{гр} r_{F_{гр}} + P_{гр} r_{P_{гр}} \right)_{кт} L_{к} + \\ &+ \left( F_{сп} r_{F_{сп}} + P_{сп} r_{P_{сп}} + F_{гр} r_{F_{гр}} + P_{гр} r_{P_{гр}} \right)_{дт} L_{д}, \end{aligned}$$

де  $r_i$  – плечі поперечних сил відносно поздовжньої осі відповідного ротора, м.

Тоді потужність, потрібна для обертання обох роторів, становитиме

$$N_{пр} = \frac{M_{\Sigma ш} \omega_{ш} + M_{\Sigma т} \omega_{т}}{\eta_{пр}},$$

де  $N_{пр}$  – потужність приводу роторів, Вт;  $\eta_{пр}$  – к.к.д. приводу роторів.

У наведених вище залежностях для визначення енергосилових параметрів процесу змішування зроблено припущення про сталість в'язкості у відповідному проміжку каналу. При цьому в'язкість залежить у першу чергу від абсолютної величини середньої швидкості зсуву. Знайдемо вираз для середньої швидкості зсуву перероблюваного матеріалу в серпоподібному  $\bar{\gamma}_{сп}$  і мінімальному  $\bar{\gamma}_{гр}$  проміжках.

Для будь-якого поперечного перерізу серпоподібного проміжку з поточною поздовжньою координатою  $x$  швидкість зсуву визначається залежністю (див. (3.126))

$$\dot{\gamma}_{сп} = \left( \frac{\partial v_x}{\partial y} \right)_{сп} = -\frac{W_p(x)}{h} \left[ 1 + 3 \left( 1 - \frac{h^*}{h} \right) \left( 1 - \frac{2y}{h} \right) \right],$$

причому поточну висоту проміжку визначають за залежністю (3.127).

Тоді абсолютна величина середньої швидкості зсуву  $\bar{\gamma}_{сп}$  у серпоподібному проміжку становитиме

$$\bar{\dot{\gamma}}_{\text{сп}} = \frac{1}{x_{\text{сп}}} \int_0^{x_{\text{сп}}} \int_0^h \frac{1}{h(x)} |\dot{\gamma}_{\text{сп}}| dy dx.$$

Абсолютну величину середньої швидкості зсуву  $\bar{\dot{\gamma}}_{\text{гр}}$  у мінімальному проміжку можна визначити за формулою

$$\bar{\dot{\gamma}}_{\text{гр}} = \frac{W_{\text{гр}}}{h_{\text{гр}}}.$$

Також середню в'язкість можна визначити як функцію швидкості зсуву й координати  $y$  (по висоті каналу), після чого використовувати усереднене значення в розглядуваному перерізі каналу [57].

### 3.7.3. Моделювання процесу приготування псевдопластичної композиції

З урахуванням прийнятих у п. 3.7.1 припущень рівняння, що описують процес течії матеріалу, поведінка якого описується степеневим реологічним законом (2.11), у проміжку між поверхнями ротора й робочої камери, матимуть вигляд (3.2), (3.107) з урахуванням реологічного рівняння (3.4):

$$\tau_{yx} = K |\partial w_x / \partial y|^n \text{sign}(\partial w_x / \partial y).$$

Граничні умови по швидкості відповідають виразам (3.120) і (3.121).

Після підстановки залежності (3.4) у рівняння руху (3.107) і подальшого його інтегрування з урахуванням граничних умов (3.120) і (3.121) для серпоподібного й мінімального проміжків матимемо

$$w_x = W_p(x) \left(1 - \frac{y}{h}\right) - \left(\frac{1}{K} \frac{dp}{dx}\right)^{1/n} \frac{n}{1+n} (yh^{1/n} - y^{1/n+1}); \quad (3.141)$$

$$w_x = W_{\text{гр}} \left(1 - \frac{y}{h}\right) - \left(\frac{1}{K} \frac{dp}{dx}\right)^{1/n} \frac{n}{1+n} (yh^{1/n} - y^{1/n+1}). \quad (3.142)$$

Розглянемо спочатку серпоподібний проміжок.

Беручи до уваги (3.107) і (3.141), отримаємо

$$G_V = \int_0^h \left[ W_p(x) \left(1 - \frac{y}{h}\right) - \left|\frac{1}{K} \frac{dp}{dx}\right|^{1/n} \frac{n}{1+n} (yh^{1/n} - y^{1/n+1}) \right] dy,$$

а після інтегрування

$$G_V = \frac{1}{2} W_p(x) h - \left|\frac{1}{K} \frac{dp}{dx}\right|^{1/n} \frac{nh^{1/n+2}}{2(1+n)(1+2n)}. \quad (3.143)$$

Уведемо безрозмірні аналоги змінних  $x$  і  $y$ , які перетворюють серпопо-

дібний проміжок у прямокутний [57] (див. також п. 3.6.2.1):

$$\xi = \frac{xm}{h_{\Pi}}, \quad \varepsilon = \frac{y}{h}. \quad (3.144)$$

У новій системі координат висота проміжку  $h$  на відстані  $x$  від початку серпоподібного проміжку (див (3.127)), визначається залежністю  $h = h_{\Pi}(1 - \xi)$ .

З урахуванням залежностей (3.144) рівняння (3.143) набуває вигляду

$$G_V = \frac{1}{2} W_p(\xi) h_{\Pi}(1 - \xi) - \frac{h_{\Pi}^{1/n+2} n}{2K^{1/n}(1+n)(1+2n)} (1 - \xi)^{1/n+2} \left| \frac{m}{h_{\Pi}} \frac{dp}{d\xi} \right|^{1/n}.$$

Тоді градієнт тиску дорівнюватиме

$$\frac{dp}{d\xi} = \frac{K(1+n)^n(1+2n)^n}{mn^n h_{\Pi}^{2n}(1-\xi)^{2n+1}} \left| h_{\Pi}(1-\xi)W_p(\xi) - 2G_V \right|^n \text{sign}[h_{\Pi}(1-\xi)W_p(\xi) - 2G_V]. \quad (3.145)$$

Підставляючи вираз (3.145) у рівняння (3.141) і використовуючи заміну змінних (3.144), отримаємо залежність для визначення швидкісного поля в серпоподібному проміжку

$$w_x = W_p(\xi) \left( 1 - \varepsilon - \varepsilon(1 - \varepsilon^{1/n}) \frac{[h_{\Pi}(1-\xi) - 2G_V/W_p(\xi)](1+2n)}{h_{\Pi}(1-\xi)} \right).$$

Тоді градієнт швидкості  $\partial w_x / \partial y$  становитиме

$$\frac{\partial w_x}{\partial y} = \frac{W_p(\xi)}{h_{\Pi}(1-\xi)} \left[ -1 - \frac{(1+2n)}{h_{\Pi}(1-\xi)} \left( h_{\Pi}(1-\xi) - \frac{2G_V}{W_p(\xi)} \right) \left( 1 - \left( \frac{1+n}{n} \right) \varepsilon^{1/n} \right) \right]. \quad (3.146)$$

Інтегруючи рівняння (3.146) у межах  $[0; \xi]$ , можна визначити розподіл тиску в серпоподібному проміжку

$$p = \frac{K(1+n)^n(1+2n)^n}{mn^n h_{\Pi}^{2n}} \times \int_0^{\xi} \left| h_{\Pi}(1-\xi)W_p(\xi) - 2G_V \right|^n \text{sign}[h_{\Pi}(1-\xi)W_p(\xi) - 2G_V] \frac{1}{(1-\xi)^{2n+1}} d\xi. \quad (3.147)$$

Аналізуючи рівняння (3.145), можна показати, що рf поточної значеннз  $\xi$  і глибинb проміжку  $h \geq 2G_V/W_p(\xi)$  тиск у проміжку збільшується, а при  $h < 2G_V/W_p(\xi)$  – зменшується.

Величину  $h^*$  для аналізу процесу в роторному змішувачі (переважно за умови  $n \leq 0,25$ ) можна приблизно визначити із залежністю [20]

$$\frac{\sqrt{(1+n)/n}}{2^{1+n}} \left( \frac{h_{\Pi}}{h_K} - \frac{1+2n}{2n} \right) + \frac{2^n}{1+2n} \left[ 1 - \left( \frac{2h_K}{h^*} - 1 \right)^{-n} \right] +$$

$$+ \frac{2^n n}{1+2n} \left[ \left( \frac{1+n}{n} \right)^n - 1 \right] - \frac{2^{1+n} n^{2+n}}{(1+n)(1+2n)^{1+n}} \left[ \left( \frac{1+n}{n} \right)^{1+n} - 1 \right] = 0.$$

або за формулами  $h^* = 2h_{\Pi}h_{\Gamma p}/(h_{\Pi} + h_{\Gamma p})$  [55] чи  $h^* = 1,67h_{\Gamma p}$  [20, 58–60].

Тепер розглянемо мінімальний проміжок [59, 60].

Крізь одиницю ширини мінімального проміжку, утвореного гребенем ротора і стінкою півкамери, внаслідок нерозривності потоку матеріал проходить з об'ємною витратою, яка дорівнює об'ємній витраті матеріалу крізь серпоподібний проміжок. Беручи до уваги (3.107) і (3.142), отримаємо

$$G_V = \frac{1}{2} W_{\Gamma p} h_{\Gamma p} - \left| \frac{1}{K} \frac{dp}{dx} \right|^{1/n} \frac{nh_{\Gamma p}^{1/n+2}}{2(1+n)(1+2n)}.$$

Тоді градієнт тиску вздовж мінімального проміжку становитиме

$$\frac{dp}{dx} = \frac{K}{h_{\Gamma p}^{1+2n}} \left( \frac{(1+n)(1+2n)}{n} \right)^n |W_{\Gamma p} h_{\Gamma p} - 2G_V|^n \text{sign}(W_{\Gamma p} h_{\Gamma p} - 2G_V). \quad (3.148)$$

Оскільки тиск на вході ТпМ у мінімальний проміжок становить  $p_{\text{сп-гр}}$ , а на його виході надлишковий тиск відсутній, то вираз для визначення тиску на межі серпоподібного й мінімального проміжків матиме вигляд

$$p_{\text{сп-гр}} = \frac{K}{h_{\Gamma p}^{1+2n}} \left( \frac{(1+n)(1+2n)}{n} \right)^n |W_{\Gamma p} h_{\Gamma p} - 2G_V|^n x_{\Gamma p}.$$

При цьому необхідно зауважити, що умовою стикування двох послідовних проміжків – мінімального й серпоподібного – є рівність тисків на виході з першого і на вході у другий ( $p = p_{\text{сп-гр}}$ ), тому довжину активного деформування матеріалу в серпоподібному проміжку  $x_{\text{сп}}$  визначають методом послідовних наближень.

Визначимо розпiрні зусилля, що діють на даний ротор і стінку відповідної півкамери з боку матеріалу, оброблюваного як у серпоподібному, так і в мінімальному проміжках.

Для визначення розпiрних зусиль, що діють у серпоподібному проміжку на одиниці довжини лопаті ротора, зінтегруємо вираз (3.145) по його робочій поверхні



$$F_{\text{сп}} = \int_0^{x_{\text{сп} p}} p(x) dx = \frac{h_{\text{п}}}{m} \int_0^{\xi_{\text{сп} p}} p(\xi) d\xi.$$

Підставляючи у цей вираз залежність (3.147), отримаємо

$$F_{\text{сп}} = \frac{K(1+n)^n(1+2n)^n}{m^2 n^n h_{\text{п}}^{2n-1}} \int_0^{\xi_{\text{сп} p}} \int_0^{\xi} \left| h_{\text{п}}(1-\xi)W_{\text{р}}(\xi) - 2G_V \right|^n \frac{1}{(1-\xi)^{2n+1}} d\xi d\xi.$$

За аналогією визначимо розпірні зусилля, що діють у мінімальному проміжку, скориставшись для цього залежністю (3.148)

$$F_{\text{гр}} = \frac{K}{2h_{\text{гр}}^{1+2n}} \left( \frac{(1+n)(1+2n)}{n} \right)^n |W_{\text{гр}} h_{\text{гр}} - 2G_V|^n x_{\text{гр}}^2.$$

Сила тертя, що діє з боку композиції в серпоподібному проміжку на одиницю довжини лопаті ротора дотично до його поверхні, з урахуванням (3.4) і (3.146) становить

$$\begin{aligned} P_{\text{сп}} &= \int_0^{x_{\text{сп} p}} \tau_{\text{сп}|y=0} dx = \frac{h_{\text{п}}}{m} \int_0^{\xi_{\text{сп} p}} \tau_{\text{сп}|\xi=0} d\xi = \\ &= -\frac{K}{mh_{\text{п}}^{n-1}} \int_0^{\xi_{\text{сп} p}} \left| -W_{\text{р}}(\xi) - \frac{(1+2n)}{h_{\text{п}}(1-\xi)} (h_{\text{п}}(1-\xi)W_{\text{р}}(\xi) - 2G_V) \right|^n \times \\ &\times \text{sign} \left( -W_{\text{р}}(\xi) - \frac{(1+2n)}{h_{\text{п}}(1-\xi)} (h_{\text{п}}(1-\xi)W_{\text{р}}(\xi) - 2G_V) \right) \frac{1}{(1-\xi)^n} d\xi. \end{aligned}$$

Силу тертя, що діє з боку композиції в мінімальному проміжку на ротор дотично до поверхні його гребеня, з достатнім ступенем точності можна визначити за залежністю

$$P_{\text{гр}} = \int_0^{x_{\text{гр}}} \tau_{\text{гр}|y=0} dx = Kx_{\text{гр}} \frac{W_{\text{гр}}^n}{h_{\text{гр}}^n}.$$

Повні розпірні зусилля, що діють на кожний з роторів, можна визначити за методикою, що розглянуто в пп. 5.1.4 і 5.2.9.

Питома потужність дисипації, значення якої необхідне для розрахунку систем охолодження роторів і камери, визначається виразом

$$q_{\text{дис}} = \tau_{yx} \left| \frac{\partial w_x}{\partial y} \right|. \quad (3.149)$$

З урахуванням (3.146) для серпоподібного проміжку

$$q_{\text{дис сп}} = \frac{KW_p(\xi)^{n+1}}{h_{\Pi}^{n+1}(1-\xi)^{n+1}} \left| -1 - (1+2n) \left( 1 - \frac{2G_V}{h_{\Pi}W_p(\xi)(1-\xi)} \right) \left( 1 - \frac{1+n}{n} \varepsilon^{1/n} \right) \right|^{n+1}. \quad (3.150)$$

Інтегруючи це рівняння по всьому об'єму матеріалу, що деформується в серпоподібному проміжку, можна визначити загальну потужність дисипації в серпоподібному проміжку

$$Q_{\text{дис сп}} = \int_0^{L_{\text{д(к)}}} \int_0^h \int_0^{x_{\text{сп p}}} q_{\text{дис сп}} dx dy dz,$$

де  $z$  – координата, спрямована вздовж осі ротора, м;  $L_{\text{д(к)}}$  – загальна довжина довгої або короткої лопаті ротора вздовж гвинтової лінії, м

$$L_{\text{д(к)}} = N_{\text{д(к)}} \frac{2\pi R_{\text{гр}}}{\cos \alpha_{\text{д(к)}}},$$

де  $N_{\text{д(к)}}$  – кількість повних обертів відповідної лопаті (для кута закрутки лопатей у  $90^\circ$   $N=0,4$ ).

З урахуванням виразів (3.149) і (3.150) отримаємо

$$Q_{\text{дис сп}} = \frac{(L_{\text{д}} + L_{\text{к}})K}{mh_{\Pi}^{n-1}} \times \int_0^1 \int_0^{\xi_{\text{сп p}}} \left| -W_p(\xi) - \frac{(1+2n)}{h_{\Pi}(1-\xi)} (h_{\Pi}(1-\xi)W_p(\xi) - 2G_V) \left( 1 - \left( \frac{1+n}{n} \right) \varepsilon^{1/n} \right) \right|^{n+1} \frac{d\xi d\varepsilon}{(1-\xi)^n}. \quad (3.151)$$

Розподіл величини потужності дисипації в серпоподібному проміжку між ротором і камерою (для подальшого розрахунку їхніх систем охолодження) можна здійснити, якщо вираз (3.151) інтегрувати по координаті  $\xi$  у проміжках  $[0; 0,5]$  і  $[0,5; 1]$  відповідно.

У мінімальному проміжку потужність, що витрачається на деформацію матеріалу, з достатнім ступенем точності можна визначити за залежністю

$$Q_{\text{дис гр}} = (L_{\text{д}} + L_{\text{к}})Kx_{\text{гр}} \frac{W_{\text{гр}}^{n+1}}{h_{\text{гр}}^n}. \quad (3.152)$$

Тепер визначимо складову потужності, що споживається на деформування матеріалу під час його течії під дією гвинтових лопатей в осьовому напрямку роторів.

Для визначення цієї потужності скористаємося підходом, запропонованим для аналізу безнапірної течії рідини, поведінка якої описується степене-

вим реологічним рівнянням, у каналі, обмеженому паралельними стінками, одна з яких є рухомою [20].

За аналогією з виразом (3.152) потужність, що витрачається під час руху матеріалу вздовж осі ротора, можна визначити за залежністю (окремо для довгої й короткої лопатей певного ротора: швидко- або тихохідного)

$$Q_{\text{дис ос}} = \int_0^{x_{\text{сп } p}} L_{\text{д(к)}} K \frac{W(x)_{\text{р ос ш(т)}}^{n+1}}{h(x)^n} dx, \quad (3.153)$$

де  $W(x)_{\text{р ос ш(т)}}$  – швидкість в осьовому напрямку матеріалу на поверхні швидко- або тихохідного ротора в розглядуваній точці, м/с;  $dx$  – ширина ділянки, прийнятої для східчастої апроксимації, м.

Значення швидкості  $W(x)_{\text{р ос}}$  у кожній точці можна визначити, скориставшись підходом, прийнятим для аналізу черв'ячної екструзії [59–61].

Ураховуючи, що  $W(x)_{\text{р ш(т)}} = \omega_{\text{ш(т)}} R_{\text{р}}(x) = \omega_{\text{ш(т)}} (R_{\text{гр}} - h(x))$ , де  $h(x)$  – висота серповидного проміжку в розглядуваній точці (м), величину  $W(x)_{\text{р ос}}$  визначаємо за формулою

$$\begin{aligned} W(x)_{\text{р ос ш(т)}} &= W(x)_{\text{р ш(т)}} \sin \alpha_{\text{д(к)}} \cos \alpha_{\text{д(к)}} = \\ &= 0,5 W(x)_{\text{р ш(т)}} \sin(2\alpha_{\text{д(к)}}) = 0,5 \omega_{\text{ш(т)}} (R_{\text{гр}} - h(x)) \sin(2\alpha_{\text{д(к)}}). \end{aligned} \quad (3.154)$$

З урахуванням (3.154) залежність (3.153) набуде виду

$$Q_{\text{дис ос}} = L_{\text{д(к)}} K \left[ 0,5 \omega_{\text{ш(т)}} \sin(2\alpha_{\text{д(к)}}) \right]^{n+1} \int_0^{x_{\text{сп } p}} \frac{\left[ R_{\text{гр}} - \left( h_{\text{п}} - \frac{h_{\text{п}} - h_{\text{гр}}}{x_{\text{сп}}} x \right) \right]^{n+1}}{\left[ h_{\text{п}} - \frac{h_{\text{п}} - h_{\text{гр}}}{x_{\text{сп}}} x \right]^n} dx.$$

Загальні значення потужності дисипації в півкамерах з розміщеними у них швидко- і тихохідним роторами становитимуть:

$$Q_{\text{дис ш}} = (Q_{\text{дис сп}} + Q_{\text{дис гр}} + Q_{\text{дис ос}})_{\text{ш}}; \quad Q_{\text{дис т}} = (Q_{\text{дис сп}} + Q_{\text{дис гр}} + Q_{\text{дис ос}})_{\text{т}}.$$

Остаточно, потужність приводу роторів змішувача можна визначити за формулою

$$N_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{дис ш}} + Q_{\text{дис т}}}{\eta_{\text{пр}}}.$$

З метою перевірки адекватності розробленої математичної моделі роторного змішувача було зроблено розрахунок процесу приготування композиції в змішувачах 250/40 ГОСТ 11996 (РСВД-140-40 [9]) і 250/20 ГОСТ 11996 (РСВД-140-20 [9]) і порівняння його результатів з результатами розрахунку за іншими

відомими методиками [24, 30, 62, 63], а також результатами вимірювання потужності приводного двигуна безпосередньо в промислових умовах [9].

Основні параметри змішувачів:

- змішувач 250/40 ГОСТ 11996: вільний об'єм змішувальної камери 250 дм<sup>3</sup>, робочий об'єм 140 дм<sup>3</sup>; номінальні частоти обертання роторів 40 об/хв і 33,5 об/хв; потужність електродвигуна приводу роторів 800 кВт;
- змішувач 250/20 ГОСТ 11996: вільний об'єм змішувальної камери 250 дм<sup>3</sup>, робочий об'єм 140 дм<sup>3</sup>; номінальні частоти обертання роторів 20 об/хв і 17 об/хв; потужність електродвигуна приводу роторів 315 кВт.

Аналіз проводили для гумової суміші шинного виробництва з такими властивостями:  $K_0 = 80000 \text{ Па}\cdot\text{с}^n$ ;  $n = 0,2$ ;  $\rho = 1400 \text{ кг/м}^3$ ;  $c_p = 1850 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$ ;  $\lambda = 0,2 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$  [62–64].

Для змішувача 250/40 похибка визначення потужності приводу за запропонованою методикою становить 3,2 %, у той час як розрахована за методикою В. Красовського і Р. Торнера [30, 62, 63] вона дорівнює 11,5 %, а за методикою З. Тадмора і К. Гогоса [24] – 30,7 %. Для змішувача 250/20 зазначені величини мають такі значення: 4,1 %, 18,8 % і 37 %, відповідно [59, 60].

Таким чином, порівняння теоретичних та експериментальних даних дає змогу зробити висновок про адекватність розробленої математичної моделі результатам експлуатації промислового обладнання, а розроблений підхід до визначення параметрів процесу в роторному змішувачі з овальними роторами, зокрема потужності приводу роторів, може бути рекомендовано для проектуванні, модернізації та експлуатації зазначеного обладнання.

Нижче наведено приклад параметричного й теплового розрахунку змішувача 250/40 ГОСТ 11996 (вільний об'єм змішувальної камери 250 дм<sup>3</sup>, робочий об'єм 140 дм<sup>3</sup>; номінальні частоти обертання роторів 40 об/хв і 33,5 об/хв; потужність електродвигуна приводу роторів 800 кВт).

Вихідні дані для розрахунку:

Радіус гребеня ротора, м	0.280
Радіус основи ротора, м	0.140
Ширина гребеня ротора, м	0.050
Глибина каналу між гребенем ротора й стінкою камери, м	.003
Довжина змішувальної камери, м	1.15
Довжина дуги лопаті ротора, м	.375
Вільний об'єм змішувальної камери, дм <sup>3</sup>	250
Коефіцієнт завантаження змішувальної камери (0,50–0,85)	.56
Частота обертання швидкохідного ротора, об/хв	40.0
Частота обертання тихохідного ротора, об/хв	33.5
Час змішування, хв	15.0
Час допоміжних операцій, хв	2.0
Початкова температура суміші, °C	25.0
Максимально допустима температура суміші, °C	125.0

Реологічні характеристики матеріалу:		
– показник степеня реологічного рівняння		0.200
– коефіцієнт консистенції, Па·с <sup>n</sup>		85000
Теплофізичні характеристики матеріалу:		
– густина, кг/м <sup>3</sup>		1400.0
– масова теплоємність, Дж/(кг·К)		1850.0
Результати розрахунку:		
Максимальний тиск у змішувальній камері, МПа:		
– швидкохідного ротора		1.71
– тихохідного ротора		1.65
Загальні й питомі розпірні зусилля, які діють на ротор, кН (кН/М):		
– швидкохідний	214.8	166.82
– тихохідний	207.4	180.31
Відстань від вершини ротора до точки прикладання до нього розпірного зусилля, м:		
– швидкохідного		0.066
– тихохідного		0.066
Потужність, що витрачається на змішування композиції в півкамері, кВт:		
– швидкохідного ротора		161.02
– тихохідного ротора		130.15
Загальна потужність, що витрачається на змішування композиції, кВт:		291.17
Потужність приводе змішувача при к.к.д. приводу 0.750, кВт:		388.23
Маса закладки змішувача, кг		196.0
Годинна масова продуктивність змішувача, кг/год		691.8
Масова витрата охолоджувальної води, кг/с		11.98
Об'ємна витрата охолоджувальної води, м <sup>3</sup> /с		0.0120
Кінцева температура суміші, °С (зазначена температура визначається з умови теплопередачі)		102.7

### 3.8. Моделювання процесу термічного оброблення відформованого листового, рулонного або плівкового матеріалу

Розрахунок температурного поля по поперечному перерізу виробу в кожній точці пристрою для термообробки можливий у результаті розв'язання математичної моделі процесу термообробки, що складається з диференціального рівняння теплопровідності, початкових і граничних умов, які визначаються конструкцією пристрою і параметрами процесу. У загальному випадку процес термообробки відбувається в широкому діапазоні температур, тому потрібно враховувати залежність теплофізичних властивостей матеріалу одержуваної продукції від температури [6, 65, 66]. При цьому крім вже зазначених припущень вважатимемо, що в місці контакту двох сусідніх шарів багатшарового матеріалу реалізовані граничні умови четвертого роду.

Математичну модель процесу термообробки (далі для спрощення математичного опису розглядатиме найпоширеніший серед процесів термообробки процес охолодження) листового, рулонного й плівкового матеріалу, розта-

шованого в площині (горизонтальній, вертикальній, похилій) доцільно розглядати в прямокутній системі координат (рис. 3.19). При цьому процес термообробки виробу на транспортері також можна розглядати як термообробку матеріалу в пристрої конвективного типу.

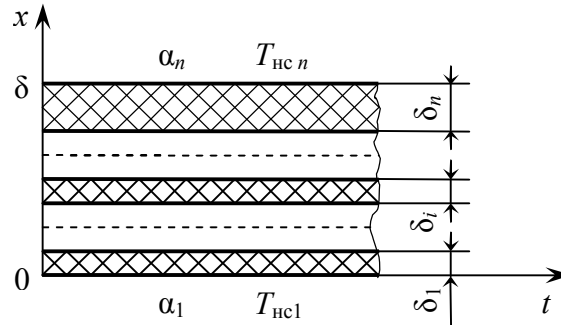


Рис. 3.19. Схема термообробки листового матеріалу в пристрої конвективного типу:  $x$  – координата, спрямована поперек ТпМ, м;  $\delta_1, \delta_i, \delta_n, \delta$  – товщина  $i$ -го шару ТпМ ( $i = \overline{1, n}$ ) і ТпМ у цілому, м;  $\alpha_1, \alpha_n$  – коефіцієнти теплопровідності від поверхонь ТпМ до навколишнього середовища, Вт/(м<sup>2</sup>·с);  $T_{нc1}, T_{нc n}$  – температура навколишнього середовища біля поверхонь ТпМ, К

Оскільки ширина таких матеріалів на один–два порядки перевищує їхню товщину, то рівняння нестационарної теплопровідності для  $i$ -го шару шаруватого ТпМ у цьому разі матиме вигляд

$$\rho_i c_i \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda_i \frac{\partial T}{\partial x} \right), \quad (3.155)$$

де  $\rho_i, c_i$  і  $\lambda_i$  – густина (кг/м<sup>3</sup>), масова теплоємність (Дж/(кг·К)) і теплопровідність (Вт/(м·К)) матеріалу  $i$ -го шару шаруватого ТпМ (у разі обробки одношарового ТпМ  $\rho_1 = \rho$ ;  $c_1 = c$ ;  $\lambda_1 = \lambda$ ).

Початкова умова

$$T|_{t=0} = T(x).$$

Граничні умови:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 (T - T_{нc1}) - \lambda_1 \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} &= 0, \\ \alpha_n (T - T_{нc n}) + \lambda_n \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=\delta} &= 0, \\ T_i \Big|_{x=\sum_i \delta_i} &= T_{i+1} \Big|_{x=\sum_i \delta_i}, \\ \lambda_i \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=\sum_i \delta_i} &= \lambda_{i+1} \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=\sum_i \delta_i}. \end{aligned} \right\} \quad (3.156)$$

Рівняння (3.155) є квазілінійним рівнянням параболічного типу загального вигляду (2.13) з крайовими умовами (2.14)–(2.16).

Приводячи рівняння (3.155) і граничні умови (3.156) до загального вигляду, отримаємо коефіцієнти при похідних і праву частину рівняння (2.13):

$$C(T, t, x) = \rho_i c_i; \quad k(T, t, x) = \lambda_i; \quad A(T, t, x) = 0; \quad f(T, t, x) = 0.$$

Якщо коефіцієнти граничних умов (2.15) і (2.16) рівняння (2.13) узяти такими, що дорівнюють:

$$\begin{aligned} \alpha_1(t) &= \alpha_1, & \beta_1(t) &= -\lambda_1, & \varphi_1(t) &= \alpha_1 T_{\text{нс}1}; \\ \alpha_2(t) &= \alpha_2, & \beta_2(t) &= \lambda_n, & \varphi_2(t) &= \alpha_2 T_{\text{нс}n}, \end{aligned}$$

то ці умови відповідатимуть граничним умовам (3.156) рівняння (3.155).

У випадку охолодження обох поверхонь ізотропного матеріалу з однаковою інтенсивністю ( $\alpha_1 = \alpha_n = \alpha$  і  $T_{\text{нс}1} = T_{\text{нс}n} = T_{\text{нс}}$ ) задачу можна розглядати як симетричну (рис. 3.20), і граничні умови матимуть вигляд:

$$\alpha(T - T_{\text{нс}}) - \lambda_1 \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=-\delta/2} = 0 \quad (3.157)$$

або

$$\alpha(T - T_{\text{нс}}) + \lambda_n \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=\delta/2} = 0; \quad (3.158)$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = 0. \quad (3.159)$$

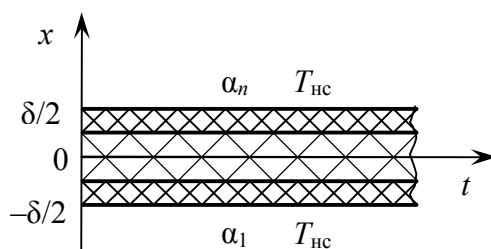


Рис. 3.20. Схема симетричного охолодження листового ізотропного матеріалу в пристрої конвективного типу ( $\alpha_1 = \alpha_n = \alpha$ )

Тоді коефіцієнти граничних умов (2.15) і (2.16) рівняння (2.13) матимуть вигляд:

– для умов (3.157) і (3.159):

$$\begin{aligned} \alpha_1(t) &= \alpha, & \beta_1(t) &= -\lambda_1, & \varphi_1(t) &= \alpha T_{\text{нс}}; \\ \alpha_2(t) &= 0, & \beta_2(t) &= 1, & \varphi_2(t) &= 0; \end{aligned}$$

– для умов (3.158) і (3.159):

$$\begin{aligned}\alpha_1(t) &= \alpha, & \beta_1(t) &= \lambda_n, & \varphi_1(t) &= \alpha T_{\text{HC}}; \\ \alpha_2(t) &= 0, & \beta_2(t) &= 1, & \varphi_2(t) &= 0.\end{aligned}$$

Математичну модель процесу охолодження листового і плівкового матеріалу на пристрої барабанного типу доцільно розглядати в циліндричній системі координат (рис. 3.21).

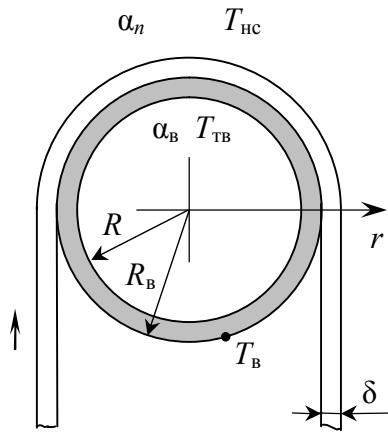


Рис. 3.21. Схема термообробки листового або плівкового матеріалу на пристрої барабанного типу:  $r, R, R_B$  – поточний радіус, радіус внутрішньої й зовнішньої поверхонь барабана (валка), м;  $T_{\text{рв}}$  – температура рідини в барабані, К;  $\alpha_B$  – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні обичайки барабана до рідини, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

У цьому разі рівняння нестационарної теплопровідності виду матиме вигляд

$$\rho_i c_i \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial r} \left( \lambda_i \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\lambda_i}{r} \frac{\partial T}{\partial r}. \quad (3.160)$$

Початкова умова

$$T|_{t=0} = T(r). \quad (3.161)$$

За умови гарантованого і стабільного забезпечення температури на поверхні барабана задають такі граничні умови: на поверхні ТпМ, що стикається з барабаном, – умови першого роду, а на вільній поверхні ТпМ – умови третього роду:

$$T|_{r=R_B} = T_B; \quad (3.162)$$

$$\alpha_n (T - T_{\text{HC}}) + \lambda_n \frac{\partial T}{\partial r} \bigg|_{r=R_B + \sum_i \delta_i} = 0; \quad (3.163)$$



$$T_i|_{x=\sum_i \delta_i} = T_{i+1}|_{x=\sum_i \delta_i}; \quad \lambda_i \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_B + \sum_i \delta_i} = \lambda_{i+1} \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_B + \sum_i \delta_i}. \quad (3.164)$$

Приводячи рівняння (3.160) до загального вигляду, отримаємо коефіцієнти при похідних і праву частину рівняння (2.13):

$$C(T, t, r) = \rho_i c_i; \quad k(T, t, r) = \lambda_i; \quad A(T, t, r) = \lambda_i / r; \quad f(T, t, r) = 0.$$

З урахуванням (3.162) і (3.163) коефіцієнти граничних умов (2.15) і (2.16) рівняння (2.13) матимуть вигляд:

$$\alpha_1(t) = 1, \quad \beta_1(t) = 0, \quad \varphi_1(t) = T_B;$$

$$\alpha_2(t) = \alpha_n, \quad \beta_2(t) = \lambda_n, \quad \varphi_2(t) = \alpha_n T_{\text{нс}}.$$

Розглянута модель обробки матеріалу на пристрої барабанного типу передбачає надійну систему забезпечення температури на поверхні барабана, яка забезпечує при цьому значну витрату теплоносія, що часто буває економічно недоцільним. Для вибору найбільш ефективного теплоносія та його параметрів, які би забезпечили необхідну температуру на поверхні барабана, необхідно розв'язати задачу охолодження матеріалу з урахуванням параметрів теплоносія (див. рис. 3.21).

У цьому разі задають такі граничні умови: на внутрішній поверхні обичайки барабана і на вільній поверхні виробу – умови третього роду, а на поверхні виробу, що стикається з барабаном, – четвертого роду. При цьому в рівнянні (3.160) перший шар ( $i=1$ ) відповідатиме обичайці барабана ( $\delta_1 = R_B - R$ ), а решта – оброблюваному матеріалу.

Таким чином до граничних умов (3.163) і (3.164) потрібно додати умови:

$$\alpha_B (T - T_{\text{ТВ}}) - \lambda_B \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R} = 0; \quad (3.165)$$

$$T_B = T_1; \quad \lambda_B \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_B} = \lambda_1 \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R_B}.$$

Крім того, до початкової умови по товщині ТпМ (3.161) додають початкову умову по товщині обичайки барабана

$$T|_{t=0} = T_B(r).$$

У разі розв'язання рівняння (3.160) для обичайки барабана коефіцієнти при похідних і права частину рівняння (2.13) набудуть вигляду:

$$C(T, t, r) = \rho_B c_B; \quad k(T, t, r) = \lambda_B; \quad A(T, t, r) = \lambda_B / r; \quad f(T, t, r) = 0.$$

З урахуванням (3.163) і (3.165) коефіцієнти граничних умов (2.15) і

(2.16) рівняння (2.13) матимуть вигляд:

$$\begin{aligned}\alpha_2(t) &= \alpha_n, & \beta_2(t) &= \lambda_n, & \varphi_2(t) &= \alpha_n T_{\text{НС}}; \\ \alpha_1(t) &= \alpha_{\text{в}}, & \beta_1(t) &= -\lambda_{\text{в}}, & \varphi_1(t) &= \alpha_{\text{в}} T_{\text{ТВ}}.\end{aligned}$$

Коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha_1$ ,  $\alpha_n$ ,  $\alpha$  та  $\alpha_{\text{в}}$  визначають за відповідними залежностями [19].

Розподіл температур за поточний час розраховують числовими методами (наприклад, методом сіток), розв'язуючи системи рівнянь, наведені вище для кожного типу оброблюваного матеріалу.

На рис. 3.22 наведено розрахований за наведеною методикою розподіл температури по товщині деревнонаповненого поліетиленового листа завтовшки 5 мм після його охолодження на рольгангу лінії для виробництва деревнополімерних листів ЛДПЛ–1200 [67], виробництва ПАТ «НВП „Більшовик”», м. Київ.

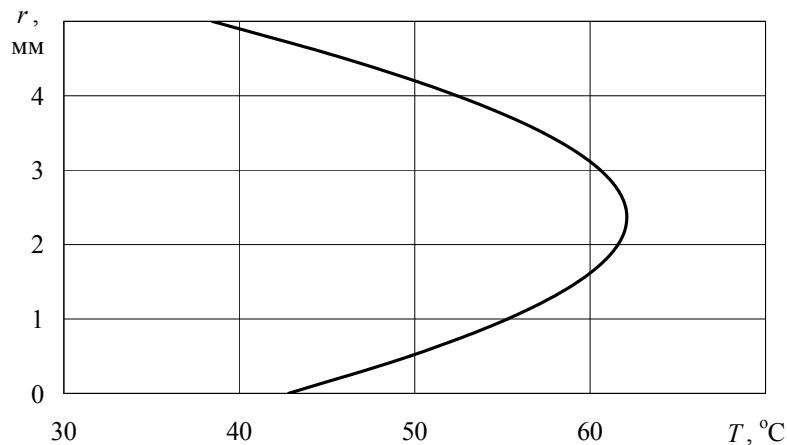


Рис. 3.22. Розподіл температури по товщині листа з наповненого ТпМ після його охолодження на рольгангу

Промислова експлуатація технологічних ліній з виготовлення різноманітної продукції з ТпМ (полімерних плівок, одно- і багат шарових рулонних матеріалів, однорідних деревнополімерних листів і деревнополімерних листів з одностороннім декоративним покриттям) підтверджують адекватність запропонованої методики реальному процесу термообробки каландрованої продукції.

## 4. ДЕЯКІ ПРАКТИЧНІ ПИТАННЯ МОДЕЛЮВАННЯ ЗМІШУВАЛЬНОГО І ВАЛКОВОГО ОБЛАДНАННЯ

### 4.1. Визначення тривалості процесу вальцювання

Як уже було зазначено, однією з найбільш відповідальних стадій виготовлення виробів із ТпМ, що визначають їхню якість, є процес змішування, який має забезпечити не тільки заданий розподіл компонентів у композиції, але й температурну однорідність композиції на вході в зону формування.

Якість змішування пов'язана з кількісним описом стану суміші. У більшості випадків кожний з розподілених у матриці ТпМ компонентів можна представити як безліч частинок певного розміру [6, 68]. Такий підхід дає можливість застосовувати метод статистичного аналізу для аналізу складу суміші. Оцінка якості змішування за допомогою статистичних критеріїв здійснюється обробленням даних, отриманих під час аналізу проб, відібраних у масі готової суміші [64].

Як міру відхилення реальної суміші від стану ідеальної використовують такі статистичні критерії як індекс змішування, критерій Лейсі, інтенсивність розподілу й коефіцієнт неоднорідності [64], застосування яких припускає проведення вимірювань на реальних сумішах, але не дає можливості безпосередньо за їх участі прогнозувати результат змішування теоретично. Тому особливого значення набуває використання нестатистичних критеріїв, зокрема загальної деформації зсуву  $\gamma_\Sigma$ , що дорівнює добутку середньої швидкості зсуву  $\bar{\dot{\gamma}}$  на тривалість зсуву  $t$  [69, 70]

$$\gamma_\Sigma = \bar{\dot{\gamma}} t.$$

Більшість методик визначення загальної деформації зсуву суміші [20, 37, 64, 71] характеризуються значною складністю, внаслідок чого їх досить важко застосовувати на практиці.

Для розроблення інженерної методики визначення загальної деформації зсуву суміші під час вальцювання розглянемо процес руху в міжвалковому проміжку матеріалу, поведінку якого з урахуванням ефективної в'язкості можна вважати ньютонівською. Середнє значення деформації зсуву такого матеріалу в міжвалковому проміжку можна визначити за залежністю [38]

$$\begin{aligned} \bar{\dot{\gamma}} &= \frac{1}{2h_{\min}|x_K - x_{BK}|} \int_{x_{BK}}^{x_K} \int_{-h}^h |\dot{\gamma}(x, y)| dy dx = \frac{1}{2|\xi_{BK} - \xi_K|} \int_{\xi_{BK}}^{\xi_K} \int_{-1}^1 |\dot{\gamma}(\xi, \varepsilon)| d\varepsilon d\xi = \\ &= \frac{W_{\text{ш}}}{4h_{\min}|\xi_{BK} - \xi_K|} \int_{\xi_{BK}}^{\xi_K} \int_{-1}^1 \left| \frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_K^2)}{(1+\xi^2)^2} \varepsilon + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right| d\varepsilon d\xi. \end{aligned} \quad (4.1)$$

Для попередніх розрахунків іноді рекомендують визначати середню швидкість зсуву в проміжку [31]. Для цього розраховують середнє арифметичне значення швидкості зсуву в областях матеріалу біля швидкохідного й тихохідного валків:

$$\bar{\dot{\gamma}}_{\text{ш}}(\xi) = \frac{\dot{\gamma}(\xi, 0) + \dot{\gamma}(\xi, 1)}{2} = \frac{W_{\text{ш}}}{4h_{\text{min}}} \left( \left| \frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1+\xi^2)^2} + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right| + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right);$$

$$\bar{\dot{\gamma}}_{\text{т}}(\xi) = \frac{\dot{\gamma}(\xi, 0) + \dot{\gamma}(\xi, -1)}{2} = \frac{W_{\text{ш}}}{4h_{\text{min}}} \left( \left| -\frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1+\xi^2)^2} + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right| + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right).$$

Тоді середнє арифметичне значення швидкості зсуву в поперечному перерізі міжвалкового проміжку з координатою  $\xi$  складе (рис. 3.1)

$$\bar{\dot{\gamma}}(\xi) = \frac{\bar{\dot{\gamma}}_{\text{ш}}(\xi) + \bar{\dot{\gamma}}_{\text{т}}(\xi)}{2} = \frac{W_{\text{ш}}}{8h_{\text{min}}} \left( \left| \frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1+\xi^2)^2} + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right| + \left| -\frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1+\xi^2)^2} + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right| + \frac{2(1-\psi)}{1+\xi^2} \right). \quad (4.2)$$

З формули (4.2) випливає, що на виході з проміжку ( $\xi = \xi_{\text{к}}$ ) швидкість зсуву мінімальна, а в перерізі  $\xi = 0$  – максимальна. Таким чином, середня швидкість зсуву  $\bar{\dot{\gamma}}$  вальцьованого матеріалу в проміжку приблизно дорівнює

$$\bar{\dot{\gamma}} = \frac{\bar{\dot{\gamma}}(0) + \bar{\dot{\gamma}}(\xi_{\text{к}})}{2} = \frac{W_{\text{ш}}}{16h_{\text{min}}} \left[ \left| -3(1+\psi)\xi_{\text{к}}^2 + 1 - \psi \right| + 3(1+\psi)\xi_{\text{к}}^2 + (1-\psi) \frac{(7 + 3\xi_{\text{к}}^2)}{(1+\xi_{\text{к}}^2)} \right].$$

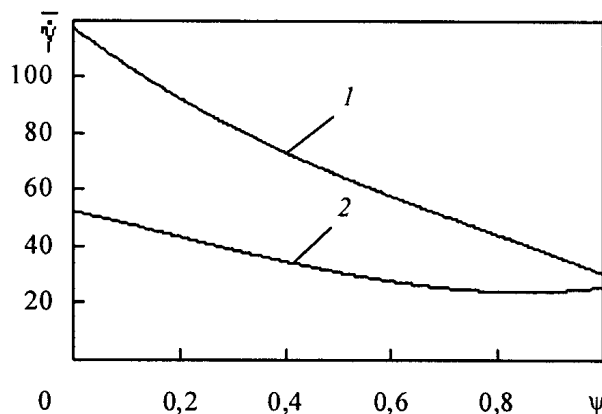


Рис. 4.1. Залежність середньої швидкості зсуву в міжвалковому проміжку від коефіцієнта фрикції для  $\xi_{\text{вх}} = -1,3$ ;  $\xi_{\text{к}} = 0,4$ ;  $W_{\text{ш}} = 0,5$  м/с;  $h_{\text{min}} = 0,002$  м: 1 – визначена за залежністю (4.2); 2 – визначена за залежністю (4.1)

Максимальні зсувні деформації мають місце в області активного деформування ТпМ, тобто між координатами, у яких тиск дорівнює нулю. У цьому разі координата  $\xi_{\text{вх}}$  збігається з координатою початку  $\xi_{\text{п}}$  зони деформування, а оскільки між координатами  $\xi_{\text{н}}$  і  $\xi_{\text{к}}$  існує однозначна залежність [32, 33, 38], то значення подвійного інтеграла  $In$  у виразі (4.1) можна визначити за формулою

$$In = \left( -0,1673642 + 3,306271|\xi_{\text{к}}| - 0,0815208\psi + 1,604852|\xi_{\text{к}}|\psi - 20,45623|\xi_{\text{к}}|^2 - \right. \\ \left. - 0,1089296\psi^2 + 0,9795921|\xi_{\text{к}}|\psi^2 - 2,104278|\xi_{\text{к}}|^2\psi + 15,16004|\xi_{\text{к}}|^2\psi^2 + \right. \\ \left. + 41,8704|\xi_{\text{к}}|^3 + 0,2266403\psi^3 - 2,414715|\xi_{\text{к}}|\psi^3 - 15,81008|\xi_{\text{к}}|^3\psi \right)^{(19/30)}$$

або виходячи із залежності  $In = f(|\xi_{\text{к}}|, \psi)$  (див. табл. 4.1).

Таблиця 4.1. Залежність значення подвійного інтеграла у формулі (4.1) від величин  $\xi_{\text{к}}$  і  $\psi$

$ \xi_{\text{к}} $	$\psi$										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
0,1	0,0092	0,0331	0,0650	0,0969	0,1288	0,1607	0,1926	0,2245	0,2564	0,2882	0,3201
0,2	0,0714	0,0828	0,1325	0,1947	0,2571	0,3194	0,3817	0,4440	0,5064	0,5687	0,6310
0,3	0,2496	0,2404	0,2690	0,3277	0,4096	0,5020	0,5947	0,6873	0,7799	0,8725	0,9652
0,4	0,6901	0,6562	0,6562	0,6860	0,7438	0,8277	0,9344	1,0550	1,1767	1,2984	1,4201

Для більшості ТпМ  $|\xi_{\text{к}}| = 0,4$  (див. п. 3.1.2.1), тому для цього випадку вказане значення подвійного інтеграла можна знайти за формулою

$$In = 0,69301 - 0,60982\psi + 2,21834\psi^2 - 0,88037\psi^3.$$

Численними досвідами встановлено, що оптимальна величина загальної деформації зсуву  $\gamma_{\Sigma}$ , яка забезпечує приготування на вальцях суміші високої якості, складає 2000...2500 [64, 69]. Тоді час циклу вальцювання  $t_{\text{ц}}$ , необхідний для нагромадження деформації  $\gamma_{\Sigma}$  матеріалом загальною масою  $G_{\Sigma}$ , що перебуває на вальцях періодичної дії, становить

$$t_{\text{ц}} = \frac{M_{\Sigma}}{G_M} \frac{\gamma_{\Sigma}}{\bar{\gamma}},$$

де  $M_{\Sigma}$  – загальна маса ТпМ на вальцях, кг;  $G_M$  – масова витрата ТпМ крізь мі-жвалковий проміжок, кг/с [40]:

$$G_M = W_{\text{ш}} h_{\text{min}} L \rho (1 + \psi) (1 + \xi_{\text{к}}^2). \quad (4.3)$$

Оскільки в процесі вальцювання оброблюваний матеріал зазвичай перебуває на передньому тихохідному валку, то кількість обертів  $n_{\text{ц}}$  тихохідного валка до набуття матеріалом деформації  $\gamma_{\Sigma}$  становить

$$n_{\text{ц}} = n_{\text{т}} t_{\text{ц}},$$

де  $n_T$  – частота обертання тихохідного валка, об/с.

Для вальців періодичної дії об'єм одноразового завантаження  $V_{ц}$ , вимірюваний у літрах (літраж вальців), залежить від оброблюваного матеріалу і зазвичай становить [9, 64]  $V_{ц} = (120...170)R_B L$ . Тоді маса одноразового завантаження становитиме  $M_{\Sigma} = 0,001 V_{ц} \rho$ .

Визначимо залежність між шириною обертового запасу, величину  $B$  якого досить легко контролювати під час вальцювання і вільна поверхня якого максимально наближена до циліндричної [46], та об'ємом одноразового завантаження (рис. 4.2).

На виході з міжвалкового проміжку відформоване полотно ТпМ з об'ємною продуктивністю на одиницю довжини бочки валка (див. формулу (4.3))  $G_V = W_{ш} h_{\min} (1 + \psi) (1 + \xi_K^2)$ , продовжує рухатися разом з тихохідним валком без проковзування по його поверхні з лінійною швидкістю  $W_T = \psi W_{ш}$ . Тоді товщина шару матеріалу на валку становитиме  $\delta_T = h_{\min} (1 + \xi_K^2) (1 + \psi) / \psi$ .

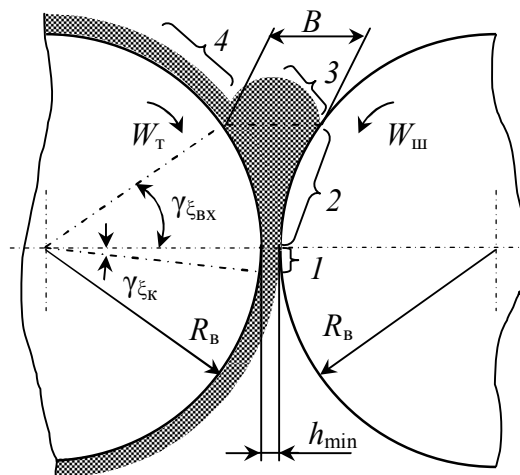


Рис. 4.2. До визначення об'єму ТпМ на вальцях періодичної дії:

1–4 – ділянки оброблюваного матеріалу;  $\gamma_{\xi_{BX}}$  і  $\gamma_{\xi_K}$  – центральні кути, які визначають координати входу ТпМ у міжвалковий проміжок і виходу ТпМ з міжвалкового проміжку

Площа  $S_1$  поперечного перерізу ділянки 1, обмеженої прямою, що проходить через осі валків, і місцем виходу ТпМ з міжвалкового проміжку, становить

$$S_1 = 2h_{\min} R_B (1 + \xi_K^2) \sin \gamma_{\xi_K} - \frac{R_B^2}{2} [2\gamma_{\xi_K} - \sin(2\gamma_{\xi_K})].$$

Площа  $S_2$  поперечного перерізу ділянки 2, обмеженої прямою, що проходить через осі валків, і місцем входу матеріалу в проміжок, становить

$$S_2 = BR_B \sin \gamma_{\xi_{\text{BX}}} - \frac{R_B^2}{2} [2\gamma_{\xi_{\text{BX}}} - \sin(2\gamma_{\xi_{\text{BX}}})].$$

Площа  $S_3$  поперечного перерізу ділянки 3, що являє собою півкруг діаметром  $B$ , становить

$$S_3 = \frac{\pi B^2}{8}.$$

Площа  $S_4$  поперечного перерізу ділянки 4, що відповідає шару відформованого матеріалу на валку, становить

$$S_4 = R_B h_{\min} (2\pi - \gamma_{\xi_{\text{BX}}} - \gamma_{\xi_{\text{K}}}) (1 + \xi_{\text{K}}^2) \frac{1 + \psi}{\psi}.$$

Центральні кути  $\gamma_{\xi_{\text{BX}}}$  і  $\gamma_{\xi_{\text{K}}}$  (див. рис. 4.2) можна визначити за залежностями

$$\gamma_{\xi_{\text{BX}}} = \arccos \left( 1 + \frac{h_{\min} - 0,5B}{R_B} \right); \quad \gamma_{\xi_{\text{K}}} = \arcsin \left( \rho_{\text{K}} \sqrt{\frac{2h_{\min}}{R_B}} \right).$$

Тоді об'єм одноразового завантаження (у кубометрах) становитиме

$$V_{\text{ц}} = (S_1 + S_2 + S_3 + S_4) L.$$

Наприклад, для вальців з діаметром валків 660 мм, робочою довжиною бочки 2000 мм, величиною міжвалкового проміжку 8 мм, безрозмірною координатою виходу матеріалу з міжвалкового проміжку  $\xi_{\text{K}} = -0,4$ , коефіцієнтом фрикції 0,9346 (фрикцією 1,07) і об'ємом одноразової закладки 80 л ширина обертового запасу  $B$ , визначена за наведеною методикою, становить 162 мм, а об'єми матеріалу в зонах I–4 – 0,35, 24,01, 20,62 і 35,02 л, відповідно.

На рис. 4.3 наведено розраховані за формулою (4.1) залежності середньої деформації зсуву від величини міжвалкового проміжку  $2h_{\min}$  і швидкості обертання швидкохідного валка  $W_{\text{ш}}$ .

Як видно з рис. 4.3, зменшення коефіцієнта фрикції в міжвалковому проміжку приводить до збільшення середньої деформації зсуву під час вальцювання й підвищує якість змішування.

Для вальців безперервної дії, на яких матеріал зазвичай завантажується з одного краю бочок валків і у вигляді безперервної стрічки знімається з протилежного, він проходить крізь міжвалковий проміжок  $n_{\Sigma}$  разів

$$n_{\Sigma} = \frac{L_B}{l_c},$$

де  $l_c$  – ширина безперервної стрічки, що знімають з вальців, м.

При цьому матеріал набуває деформації

$$\gamma_{\Sigma} = \bar{\gamma} t_1 n_{\Sigma},$$

де  $t_1$  – тривалість перебування оброблюваного матеріалу в міжвалковому проміжку під час його одноразового проходження, с.

Оскільки безперервне вальцювання зазвичай здійснюють без обертового запасу на вході в міжвалковий проміжок, один оберт тихохідного валка відбувається за  $1/n_T = 2\pi R_B / (\psi W_{III})$  секунд, а частка оберту, протягом якої матеріал деформується у міжвалковому проміжку дорівнює  $(\gamma_{\xi_{II}} + \gamma_{\xi_K}) / (2\pi)$ , то величина  $t_1$  становитиме

$$t_1 = \frac{R_B (\gamma_{\xi_{II}} + \gamma_{\xi_K})}{\psi W_{III}}.$$

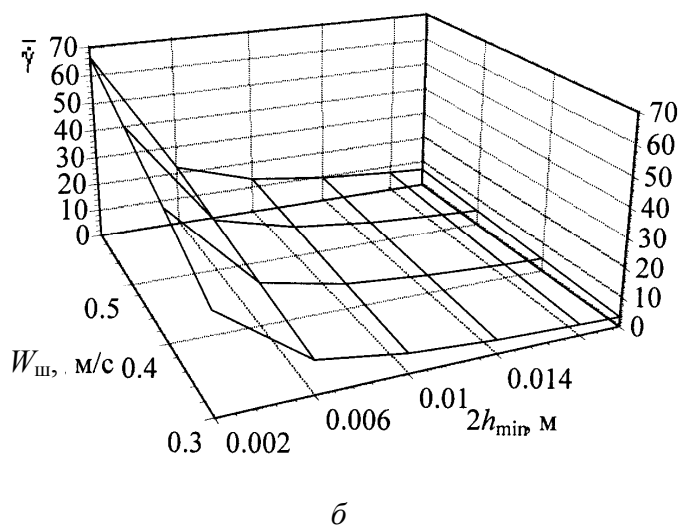
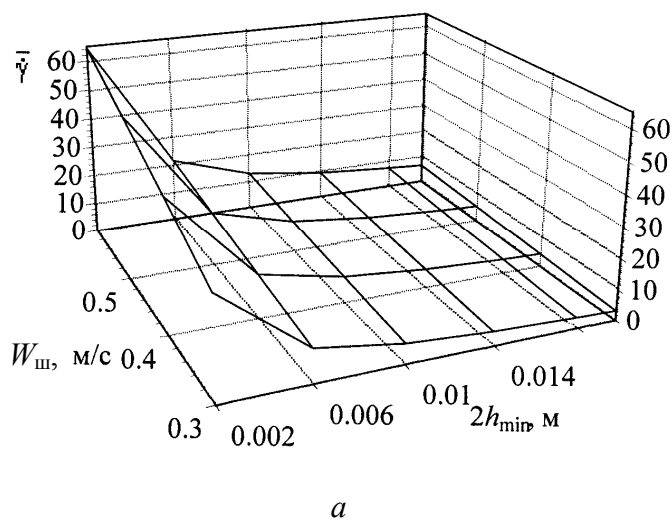


Рис. 4.3. Зміна середньої деформації зсуву ТпМ у міжвалковому проміжку залежно від величини міжвалкового проміжку  $2h_{\min}$  і швидкості обертання швидкохідного валка  $W_{III}$ , за різних значень коефіцієнта фрикції:  $\psi = 1$  (а);  $\psi = 0,6$  (б)



Зокрема для вищенаведеного прикладу, але за умови безперервного вальцювання, швидкості тихохідного валка 0,5 м/с і ширини стрічки ТпМ, що зрізують з вальців  $l_c = 0,1$  м величина нагромадженої деформації складе приблизно 46 одиниць. Таким чином, вальці безперервної дії доцільніше застосовувати в першу чергу як підігрівальні або змішувально-підігрівальні.

Як уже було зазначено, під час вальцювання (у першу чергу періодичного) оброблюваний ТпМ зазвичай перебуває на передньому (тихохідному) валку, поблизу поверхні якого мають місце найбільш інтенсивні дисипативні виділення теплоти (особливо за низьких значень коефіцієнта фрикції). При цьому для забезпечення перебування ТпМ на передньому валку його температуру потрібно підтримувати вище за температуру заднього валка. Унаслідок цього градієнт температури по товщині матеріалу істотно зростає. Охолодження вальцюваного полотна поза межами міжвалкового проміжку за рахунок його контакту з навколишнім повітрям відбувається з боку менш прогрітих шарів матеріалу, що призводить до ще більшого градієнта температури по товщині полотна, а отже і погіршує якість одержуваної продукції [6].

Таким чином, процес вальцювання високов'язких ТпМ доцільно здійснювати за значень коефіцієнта фрикції, не менших за 0,70...0,75 [72–74].

Як показують наведені розрахунки, а також промислова експлуатація валкового обладнання, традиційне вальцювання забезпечує невеликий змішувальний ефект, тому для інтенсифікації процесу застосовують різноманітні пристрої, більшість із яких здійснює перерозподіл шарів матеріалу на вході в міжвалковий проміжок вальців.

## **4.2. Визначення механічної потужності процесу вальцювання**

Вальці для перероблення пластмас і гумових сумішей належать до енергоємного обладнання. Установча потужність їхнього приводу досягає десятків кіловатів [11], тому питання коректного вибору розрахункових залежностей для визначення потужності, споживаної валками під час вальцювання, є досить актуальним.

Натепер є два основні підходи до визначення зазначеної потужності:

1) виходячи з величини потужності дисипації, що виділяється в перероблюваному матеріалі в результаті його деформації в міжвалковому проміжку [8, 75–78].

При цьому можна виділити три методики визначення потужності, що підводиться до кожного валка, виходячи з потужності дисипації:

– загальну потужність дисипації, визначену для всього міжвалкового проміжку, розподіляють між валками однаково (методика № 1) [8];

– потужність, споживану кожним валком, визначають як потужність дисипації в матеріалі, об'єм якого обмежений поверхнею даного валка й площи-

ною, що проходить через центр міжвалкового проміжку перпендикулярно площині, що проходить через поздовжні осі валків (методика № 2) [75];

– потужність, споживану кожним валком, визначають через загальну потужність дисипації пропорційно коефіцієнту фрикції (методика № 3) [76–78];

2) виходячи з величин крутних моментів, потрібних для обертання валків, що утворюють міжвалковий проміжок, під час руху в ньому перероблюваного матеріалу (методика № 4) [31, 75, 79];

Розглянемо особливості кожного із зазначених підходів для аналізу процесу вальцювання матеріалу, поведінка якого під навантаженням описується степеневим законом (2.11).

Величина загальної потужності дисипації в міжвалковому проміжку визначається залежністю (3.48)

$$Q_{\text{дис}} = \frac{KL\sqrt{2R_{\text{в}}h_{\text{мін}}}}{h_{\text{мін}}^n} \left(\frac{W_{\text{ш}}}{2}\right)^{n+1} \left(\frac{1+2n}{n}\right)^n \frac{1}{(1+\psi)3^{n+2}} \times \\ \times \int_{\xi_{\text{к}}}^{\xi_{\text{вх}}} \left| |A|^{n+2} \text{sign}(A) - |B|^{n+2} \text{sign}(B) \right| \frac{(1+\xi^2)^3}{|\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2|} d\xi, .$$

Тоді в разі однакового внеску валків у деформацію вальцюваного матеріалу потужності дисипації, забезпечувані швидкохідним  $Q_{\text{дис ш}}$  і тихохідним  $Q_{\text{дис т}}$  валками (методика № 1), визначають за залежністю

$$Q_{\text{дис ш}} = Q_{\text{дис т}} = \frac{Q_{\text{дис}}}{2}.$$

Методика, що ґрунтується на однаковому внеску кожного валка в загальну потужність дисипації, може бути рекомендована лише для повної симетрії процесу перероблення матеріалу в міжвалковому проміжку (однаковість діаметрів валків, їхніх швидкостей і температур). При цьому навіть у разі симетричного вальцювання з погляду швидкостей валків, але за умови різних температур валків, потужності, що підводяться до валків, будуть різними.

Для методики № 2, що ґрунтується на визначенні потужності дисипації, можуть бути запропоновані залежності (3.50) і (3.51):

$$Q_{\text{дис ш}} = \frac{KL\sqrt{2R_{\text{в}}h_{\text{мін}}}}{h_{\text{мін}}^n} \left(\frac{W_{\text{ш}}}{2}\right)^{n+1} \left(\frac{1+2n}{n}\right)^n \frac{(n+2)}{3^{n+1}} \times \\ \times \int_{\xi_{\text{к}}}^{\xi_{\text{вх}}} \int_0^1 \left| \frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1+\xi^2)^2} \varepsilon + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right|^{n+1} (1+\xi^2) d\varepsilon d\xi;$$

$$Q_{\text{дис т}} = \frac{KL\sqrt{2R_{\text{в}}h_{\text{min}}}}{h_{\text{min}}^n} \left(\frac{W_{\text{ш}}}{2}\right)^{n+1} \left(\frac{1+2n}{n}\right)^n \frac{(n+2)}{3^{n+1}} \times \\ \times \int_{\xi_{\text{к}}}^{\xi_{\text{вх}}} \int_{-1}^0 \left| \frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1+\xi^2)^2} \varepsilon + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right|^{n+1} (1+\xi^2) d\varepsilon d\xi.$$

І нарешті, для визначення потужностей кожного з валків пропорційно коефіцієнту фрикції, пропонуються залежності [76–78]:

$$Q_{\text{дис ш}} = (1 - 0,5\psi) Q_{\text{дис}};$$

$$Q_{\text{дис т}} = 0,5\psi Q_{\text{дис}}.$$

В останньому випадку величина  $Q_{\text{дис ш}}$  за зміни коефіцієнта фрикції  $\psi$  від 1 до 0 змінюється від  $0,5Q_{\text{дис}}$  до  $Q_{\text{дис}}$ , а величина  $Q_{\text{дис т}}$  – від  $0,5Q_{\text{дис}}$  до 0, відповідно (рис. 4.4).

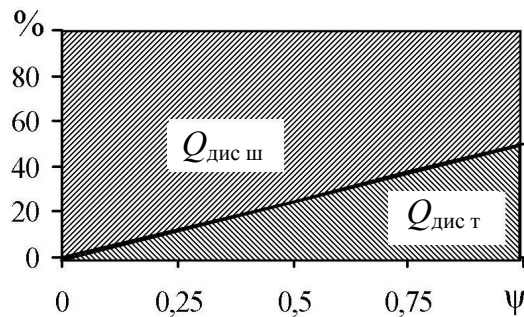


Рис. 4.4. Співвідношення потужностей дисипації, забезпечуваних швидкохідним і тихохідним валками, залежно від коефіцієнта фрикції (методика № 3)

Таким чином, для визначення механічної потужності, що підводиться до валків для забезпечення руху вальцьованого матеріалу в міжвалковому проміжку, за допомогою енергії дисипації, що виділяється в матеріалі (методика № 3) передбачається, що зазначені потужності у всьому діапазоні значень коефіцієнта фрикції позитивні (і лише за умови використання методики № 3 і значенні  $\psi = 0$  величина  $Q_{\text{дис т}}$  також дорівнюватиме нулю).

У той же час відомо, що під час течії неньютонівської рідини в проміжку між зустрічно обертовими валками є дві області: область відставання, у якій обертовий момент, створюваний силами в'язкого тертя на поверхні кожного валка, спрямований у бік, протилежний напрямку обертання валка, а також область випередження, де напрямок сил тертя збігається з напрямком обертання валка [79].

При цьому зі зменшенням коефіцієнта фрикції крутний момент на шви-

дкхідному валку зростає, а на тихохідному – зменшується, і за досягнення певного значення  $\psi$  крутний момент на тихохідному валку може не тільки стати рівним нулю, але й змінити напрямок на протилежний.

Крутні моменти  $M_{\text{ш}}$  і  $M_{\text{т}}$ , що підводять до валків, які потрібні безпосередньо для деформування оброблюваного матеріалу й прикладені до швидкохідного й тихохідного валків, розраховують за залежностями (3.39) і (3.40):

$$N_{\text{ш}} = \frac{KLR_{\text{в}}W_{\text{ш}}^{n+1}\sqrt{2R_{\text{в}}h_{\text{мін}}}}{(2h_{\text{мін}})^n} \int_{\xi_{\text{к}}}^{\xi_{\text{вх}}} |A|^n \text{sign}(A) d\xi;$$

$$N_{\text{т}} = -\frac{KLR_{\text{в}}W_{\text{ш}}^{n+1}\sqrt{2R_{\text{в}}h_{\text{мін}}}}{(2h_{\text{мін}})^n} \int_{\xi_{\text{к}}}^{\xi_{\text{вх}}} |B|^n \text{sign}(B) d\xi.$$

Тоді відповідні потужності становитимуть (методика № 4):

$$N_{\text{ш}} = M_{\text{ш}} \omega_{\text{ш}} = M_{\text{ш}} \frac{W_{\text{ш}}}{R_{\text{в}}},$$

$$N_{\text{т}} = M_{\text{т}} \omega_{\text{т}} = M_{\text{т}} \frac{W_{\text{т}}}{R_{\text{в}}},$$

де  $\omega_{\text{ш}}$ ,  $\omega_{\text{т}}$  – кутові швидкості швидкохідного й тихохідного валків, рад/с.

Зі зменшенням значення коефіцієнта фрикції крутний момент на тихохідному валку поступово зменшується й згодом може змінити свій напрямок на протилежний. При цьому для забезпечення стійкого обертання валків необхідно, щоб у випадку низьких значень коефіцієнта фрикції приводний електродвигун тихохідного валка (у разі наявності у вальців індивідуальних приводів валків) міг працювати не тільки в режимі електродвигуна, але й у режимі генератора або електромагнітного гальма.

На рис. 4.5 наведено залежності зміни потужностей  $N_{\text{ш}}$  і  $N_{\text{т}}$ , а також сумарної потужності  $N_{\Sigma} = N_{\text{ш}} + N_{\text{т}}$  від коефіцієнта фрикції під час вальцювання за таких умов:  $K = 80000 \text{ Па}\cdot\text{с}^n$ ;  $n = 0,2$ ;  $\xi_{\text{к}} = -0,4$ ;  $\xi_{\text{вх}} = 2,0$ ;  $R_{\text{в}} = 0,33 \text{ м}$ ;  $L = 2 \text{ м}$ ;  $W_{\text{ш}} = 0,667 \text{ м/с}$  і  $h_{\text{мін}} = 0,001 \text{ м}$ .

Можливість застосування зазначених розрахункових методик на практиці було перевірено під час експериментального вальцювання композиції пластифікованого полівінілхлориду на двовалковій машині в Національному технічному університеті України «Київський політехнічний інститут» (табл. 4.2, рис. 4.6) [79].

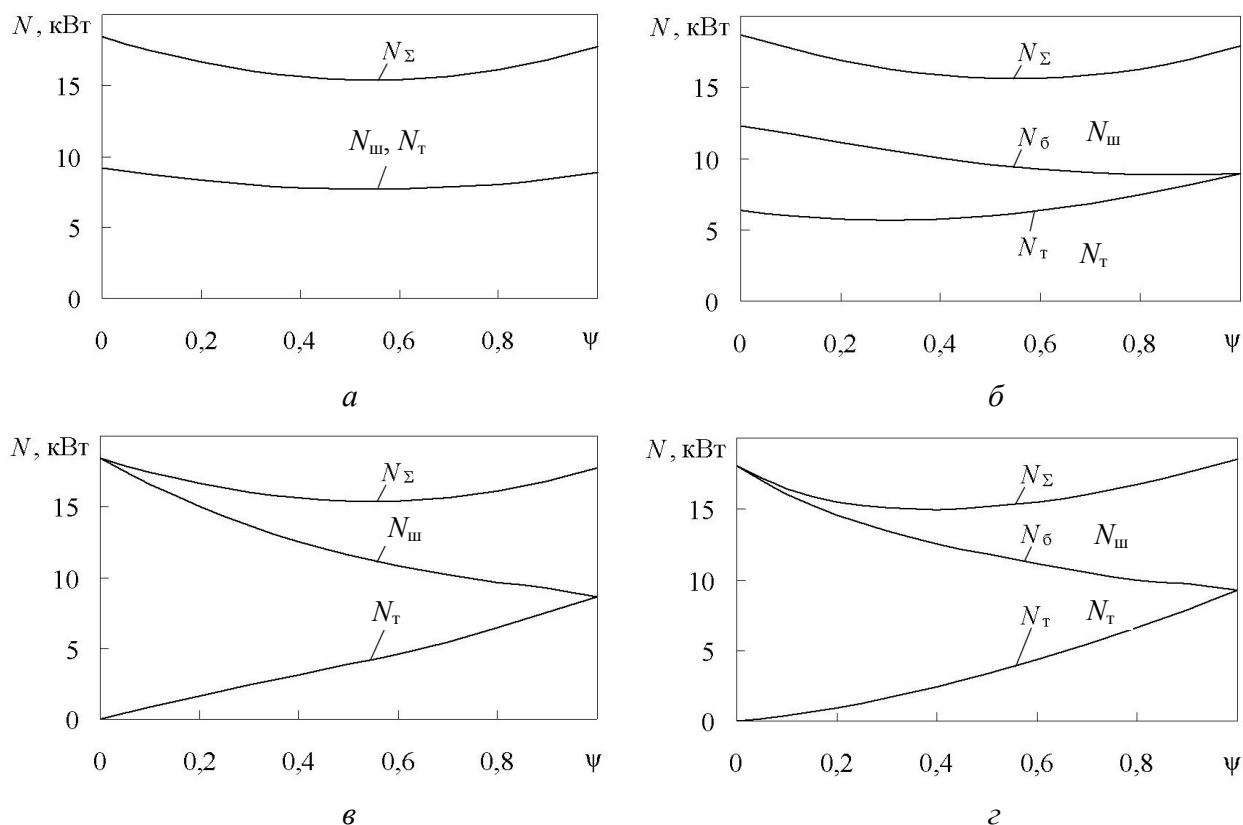


Рис. 4.5. Залежність потужностей, що підводяться до валків вальців, від коефіцієнта фрикції, і визначених за методиками: а – № 1; б – № 2; в – № 3; г – № 4

Таблиця 3.2. Технічна характеристика двовалкової машини

Параметр	Характеристика
Кількість валків	2
Розташування валків	горизонтальне
Розміри бочок валків: довжина × діаметр, мм	250 × 200
Система теплозабезпечення валків	індукційна
– тип	8.8
– потужність, кВт	350
– максимальна температура поверхні валка, °C	0...10
Величина міжвалкового проміжку, мм	0.038...0.272
Колова швидкість швидкохідного валка, м/с	6
Електродвигун приводу:	3.3...26.7
– потужність, кВт	1.00; 0.92; 0.84;
– частота обертання ротора, об/с	0.77; 0.70; 0.65; 0
Коефіцієнт фрикції в міжвалковому проміжку	1.43 × 0.93 × 1.17
Габаритні розміри (довжина × ширина × висота), м	

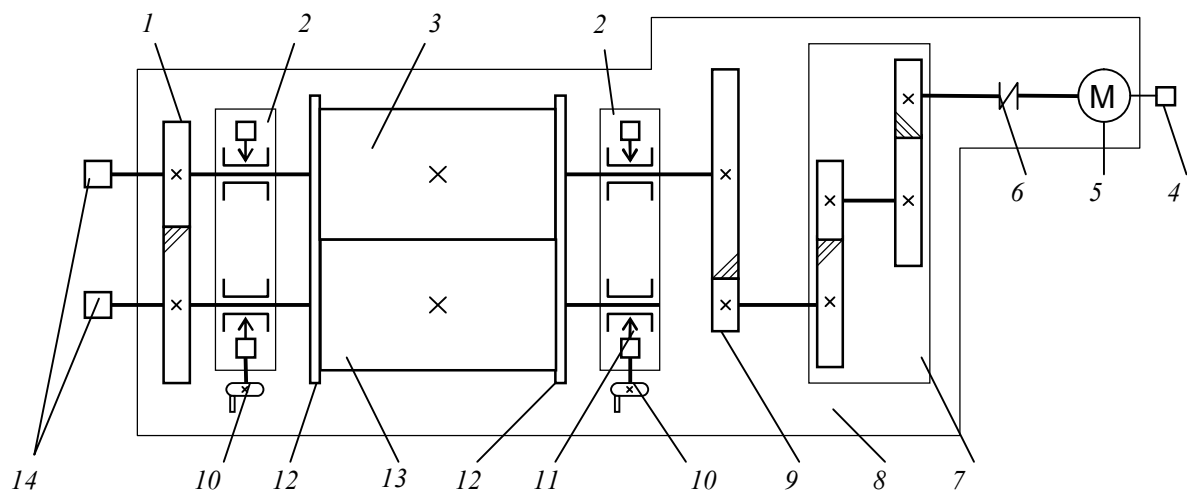


Рис. 4.6. Схема валкової установки: 1 – фрикційні шестерні; 2 – станини; 3 – задній валок; 4 – тахогенератор; 5 – приводний електродвигун; 6 – муфта; 7 – редуктор; 8 – зварна основа; 9 – приводна зубчаста передача; 10 – механізми переміщення переднього валка; 11 – месдози; 12 – обмежувальні стріли; 13 – передній валок; 14 – колектори підведення електричного струму до нагрівників валка

Привід валків установки складається з електродвигуна 5, вал якого з'єднано через муфту 6 з редуктором 7. Крутний момент від редуктора передається через приводну зубчасту передачу 9 на задній валок, а потім – через пару фрикційних шестерень 1 – на передній валок. Контроль частоти обертання ротора електродвигуна здійснюють за допомогою тахогенератора 4. Валки обігрівають за допомогою індукційних нагрівників, розташованих у периферійних каналах бочок валків. Електричний струм до нагрівників підводять через колектори 14. На шийках валків 3 і 13 для вимірювання крутних моментів наклеєно тензодатчики, сигнали від яких через струмознімачі надходять на тензостанцію.

Аналіз різних залежностей для визначення потужності, споживаної валками під час руху перероблюваного матеріалу в міжвалковому проміжку, показує, що за наявності у валків загального приводу прийнятні всі чотири методики, які розглянуто. У той же час, за наявності у валків індивідуального приводу доцільно рекомендувати методику № 4, засновану на розрахунках крутних моментів, необхідних для обертання валків (розбіжність експериментальних і розрахункових даних не перевищувала 15 %).

За значень коефіцієнта фрикції, близьких до одиниці, також можна застосовувати методику № 3, засновану на розрахунках сумарної потужності дисипації з подальшим розподілом її між валками пропорційно коефіцієнту фрикції.

### 4.3. Аналіз теплоенергетичних параметрів процесу вальцювання

Цикл перемішування на вальцях періодичної (циклічної) дії залежить від реологічних і теплофізичних властивостей перероблюваного ТпМ і закінчується за умови досягнення певного ступеня її гомогенності. На більш продуктивних вальцях безперервної дії тривалість вальцювання залежить від швидкостей валків, відстані між місцем завантаження матеріалу й місцем його знімання на наступну стадію перероблення, ширини безперервної стрічки, що знімається з вальців, а також валка, на якому перебуває вальцьований матеріал. Композиція під час вальцювання зазвичай перебуває на більш гарячому валку, а у випадку однакових температур валків – на більш швидкохідному з них.

Завантаження вихідної суміші на вальці безперервної дії зазвичай здійснюють з одного торця бочки валка, а відбір – з іншого. У деяких випадках завантаження вихідної суміші на вальці здійснюють з обох торців валка, а відбір – посередині, або завантаження в центрі валка, а відбір – з обох його торців (див. рис. 1.7). Готову композицію у вигляді безперервної стрічки, підрізання якої здійснюють спеціальними ножами, здебільшого знімають у бік механізму регулювання величини міжвалкового проміжку вальців.

На рис. 4.7 наведено схему роботи вальців безперервної дії, завантаження яких здійснюють з одного краю валків, а відбір – з протилежного. Ця схема вальцювання, на відміну від інших, забезпечує максимальну тривалість перероблення, а отже і кращу якість одержуваної композиції. Після виходу з міжвалкового проміжку на ділянці завантаження вальцьована композиція вкриває один з валків: передній (тихохідний) (див. рис. 4.7,а) або задній (швидкохідний) (див. рис. 4.7,б) і знову вертається в міжвалковий проміжок, розтікаючись уздовж нього. Далі ця послідовність дій повторюється. На кожному оберті композиція просувається за спіраллю до місця зняття її з вальців у вигляді безперервної стрічки.

Таким чином, за безперервного вальцювання матеріал послідовно проходить ділянки міжвалкового проміжку, які чергуються із зонами контакту композиції з нагрітим до певної температури валком з однієї сторони й навколишнім середовищем з іншої. При цьому температура матеріалу поступово збільшується. З метою інтенсифікації перемішування прагнуть до збільшення кількості проходів композиції крізь проміжок, проте при цьому знижується продуктивність вальців і зростає небезпека термодеструкції компонентів суміші. Ступінь деформації композиції можна змінювати регулюванням величини міжвалкового проміжку або колових швидкостей валків.

У міжвалковому проміжку поблизу поверхні валка матеріал рухається майже паралельно їй, при цьому поверхня валка є граничною лінією струму. На вході в проміжок матеріал циркулює в так званому обертовому запасі, ві-

льна поверхня якого з достатнім ступенем точності має форму, близьку до циліндричної [46]. При цьому на поверхні обертового запасу часто спостерігаються викиди, розриви й відшарування окремих ділянок.

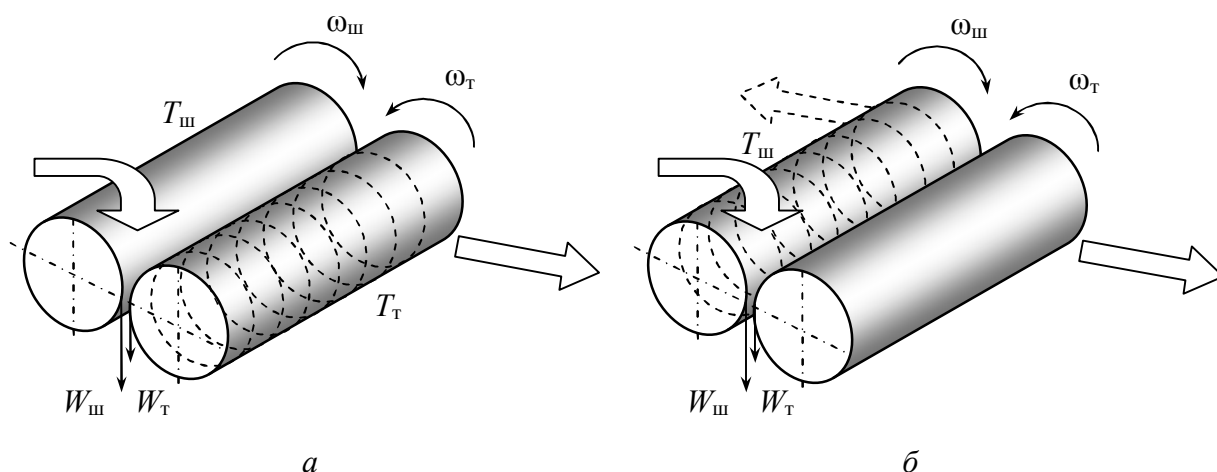


Рис. 4.7. Схема безперервного вальцювання зі зніманням стрічки матеріалу з тихохідного (а) і швидкохідного (б) валка:  $\omega_{\text{ш}}$ ,  $\omega_{\text{т}}$  – кутова швидкість швидко- і тихохідного валка, відповідно, рад/с;  $W_{\text{ш}}$ ,  $W_{\text{т}}$  – лінійна швидкість швидко- і тихохідного валка, відповідно, м/с;  $T_{\text{ш}}$ ,  $T_{\text{т}}$  – температура швидко- і тихохідного валка, відповідно, К (стрілками показані варіанти завантаження й знімання матеріалу)

Як показує промислова експлуатація вальців, інтенсифікувати процес вальцювання можна в першу чергу регулюванням величини міжвалкового проміжку  $2h_{\text{min}}$ , коефіцієнта фрикції  $\psi$ , а також розміром обертового на вході в міжвалковий проміжок.

Аналіз інтенсифікації процесу безперервного вальцювання регулюванням величини міжвалкового проміжку та коефіцієнта фрикції в ньому був зроблений для змішувально-підігрівальних вальців ВПСм-Пд 2400 (850×850)Л, що входять до складу лінії для виробництва рулонних матеріалів ЛПРМ 1800-10М виробництва ПАТ «НВП „Більшовик”», м. Київ, за методикою, запропонованою в праці [13]. Діаметр бочки кожного валка вальців становить 850 мм, а її довжина – 2400 мм. Базове значення фрикції – 1,6 (коефіцієнт фрикції – 0,625). Розрахунки виконували для лінолеумної композиції на основі полівінілхлориду за умови максимальної лінійної швидкості швидкохідного валка 50 м/хв, початкової температури вихідної композиції 150 °С, температури валка, на якому перебуває вальцьована композиція – 160 °С, і температури валка, вільного від вальцьованої композиції – 150 °С.

Як видно з рис. 4.8–4.11, вальцювання з перебуванням композиції на швидкохідному валку забезпечує не тільки меншу температурну неоднорідність композиції, а й меншу енергоємність процесу.



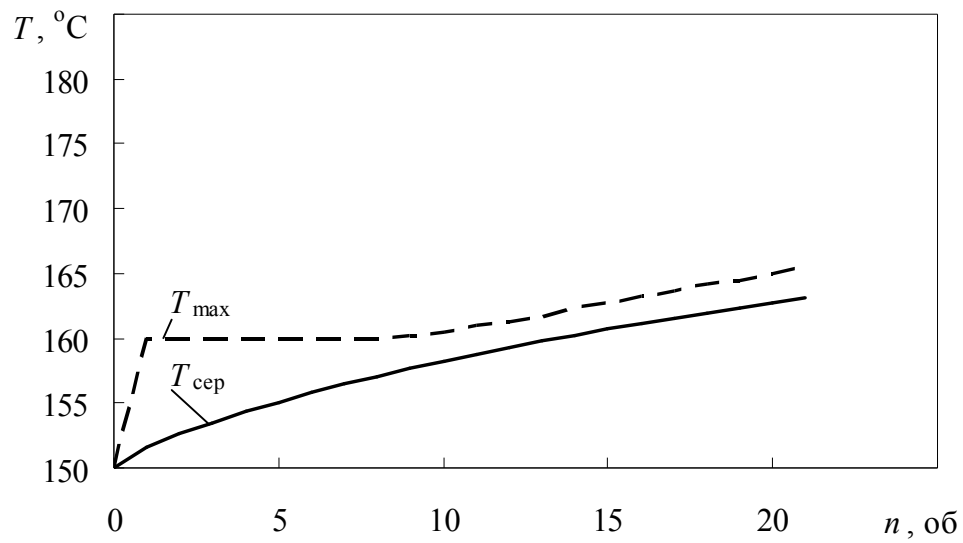


Рис. 4.8. Залежність максимальної  $T_{\max}$  і середньої  $T_{\text{сер}}$  температури композиції від кількості проходів  $n$  композиції крізь міжвалковий проміжок за умови її перебування на швидкохідному валку ( $f=1,6$ ;  $2H_0=0,008$  м)  
(об'ємна продуктивність 0,626 л/с; питома робота змішування 0,241 МДж/л)

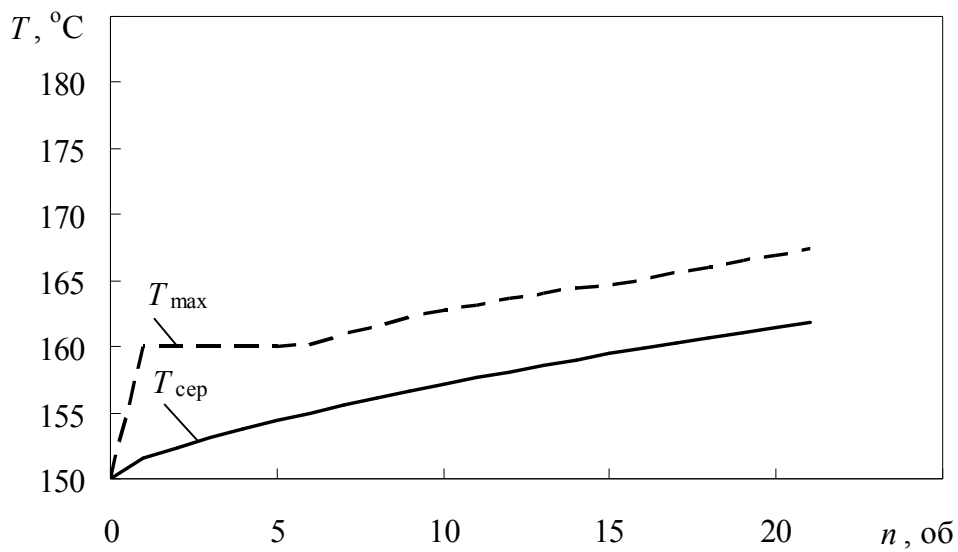


Рис. 4.9. Залежність максимальної  $T_{\max}$  і середньої  $T_{\text{сер}}$  температури композиції від кількості проходів  $n$  композиції крізь міжвалковий проміжок за умови її перебування на тихохідному валку ( $f=1,6$ ;  $2h_{\min}=0,008$  м)  
(об'ємна продуктивність 0,626 л/с; питома робота змішування 0,244 МДж/л)

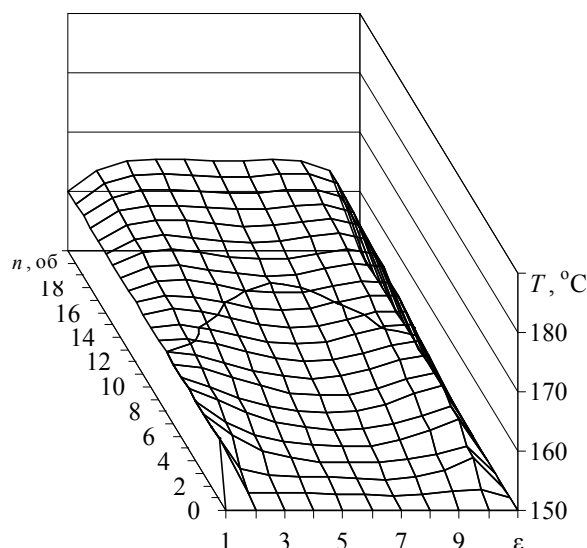


Рис. 4.10. Температурне поле композиції на виході з міжвалкового проміжку за умови її перебування на швидкохідному валку:  $f=1,6$ ;  $2h_{\min}=0,008$  м ( $n$  – номер проходу композиції крізь міжвалковий проміжок;  $\varepsilon$  – безрозмірна координата, спрямована поперек міжвалкового проміжку)

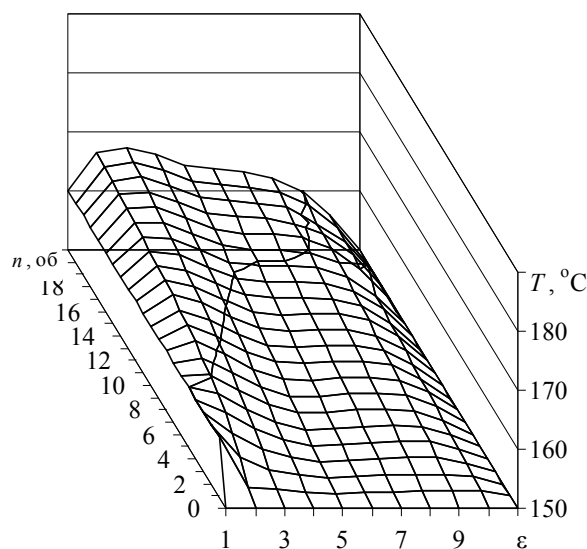


Рис. 4.11. Температурне поле композиції на виході з міжвалкового проміжку за умови її перебування на тихохідному валку:  $f=1,6$ ;  $2h_{\min}=0,008$  м

Зменшення коефіцієнта фрикції за умови збереження інших параметрів вальцювання істотно інтенсифікує процес розігріву композиції, проте при цьому збільшується і енергоємність процесу (рис. 4.12–4.15).

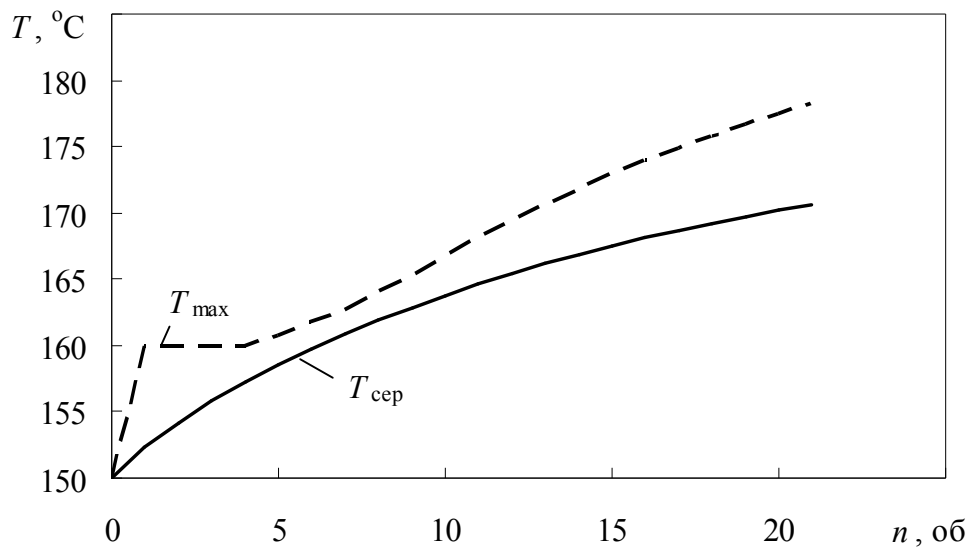


Рис. 4.12. Залежність максимальної  $T_{\max}$  і середньої  $T_{\text{сep}}$  температури композиції від кількості проходів  $n$  композиції крізь міжвалковий проміжок за умови її перебування на швидкохідному валку ( $f=4,0$ ;  $2H_0=0,008$  м)  
(об'ємна продуктивність 0,483 л/с; питома робота змішування 0,271 МДж/л)

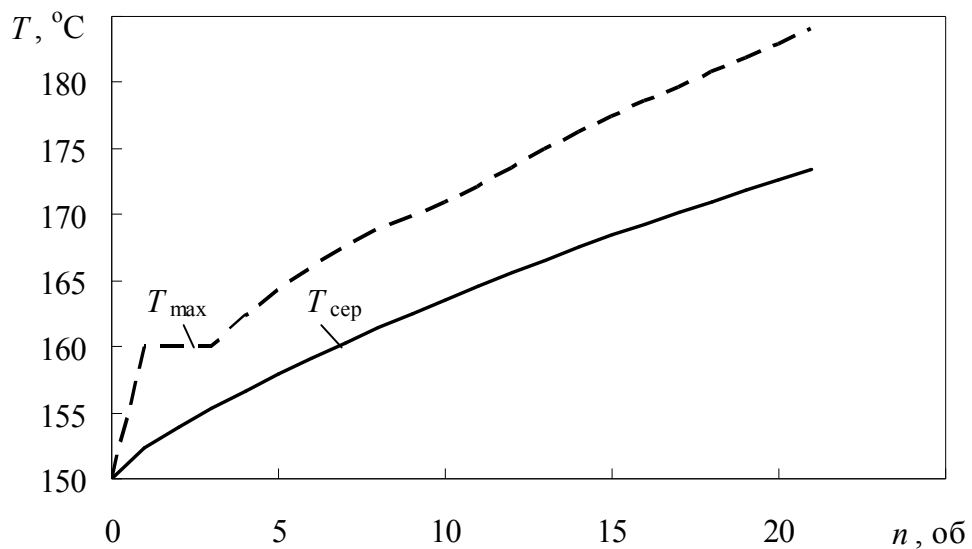


Рис. 4.13. Залежність максимальної  $T_{\max}$  і середньої  $T_{\text{сep}}$  температури композиції від кількості проходів  $n$  композиції крізь міжвалковий проміжок за умови її перебування на тихохідному валку ( $f=4,0$ ;  $2H_0=0,008$  м)  
(об'ємна продуктивність 0,483 л/с; питома робота змішування 0,273 МДж/л)

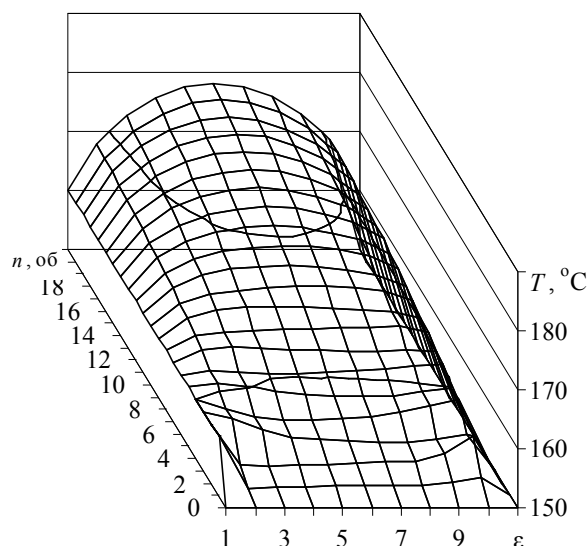


Рис. 4.14. Температурне поле композиції на виході з міжвалкового проміжку за умови її перебування на швидкохідному валку:  $f=4,0$ ;  $2h_{\min}=0,008$  м

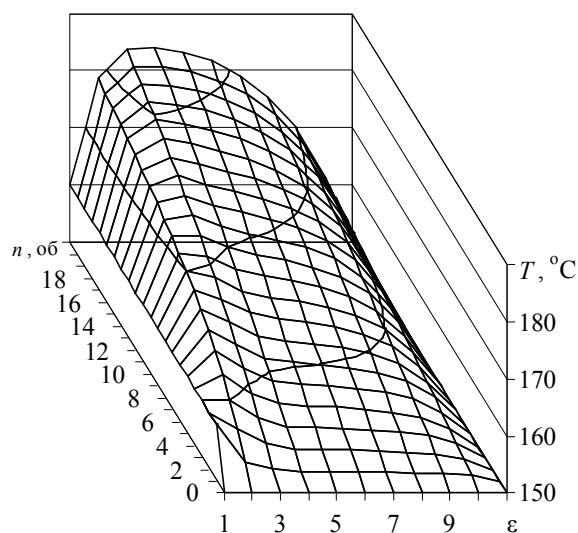


Рис. 4.15. Температурне поле композиції на виході з міжвалкового проміжку за умови її перебування на тихохідному валку:  $f=4,0$ ;  $2h_{\min}=0,008$  м

На рис. 4.16 наведено залежність питомої роботи вальцювання під час перебування композиції на швидкохідному валку, на рис. 4.17 – потужність, споживана приводом валків, а на рис. 4.18 – об’ємна продуктивність вальців (за умови зняття з вальців безперервної стрічки завширшки 0,1 м).

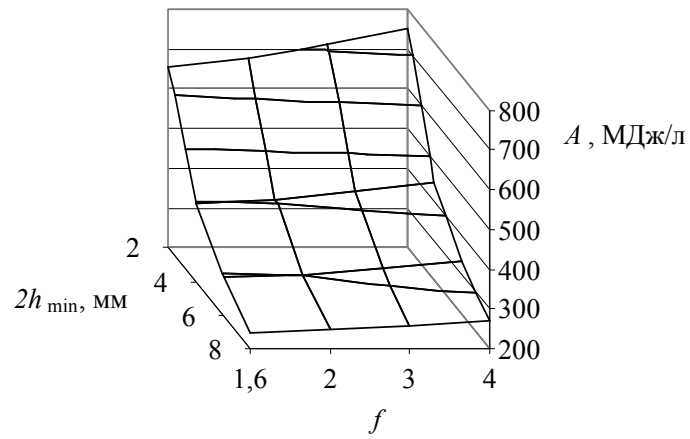


Рис. 4.16. Залежність питомої роботи вальцювання на вальцях  $\varnothing 850 \times 2400$  мм від параметрів процесу

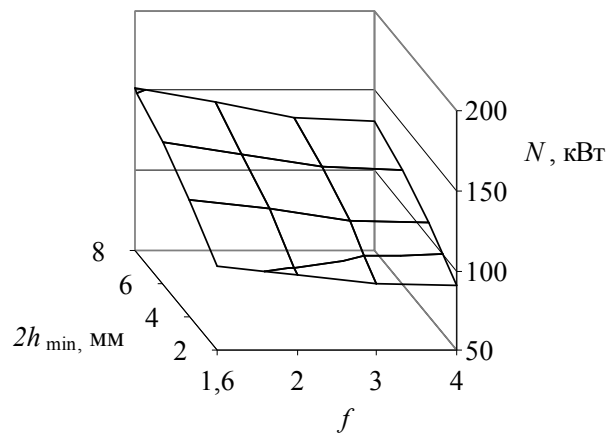


Рис. 4.17. Залежність потужності приводу вальців  $\varnothing 850 \times 2400$  мм від параметрів процесу вальцювання

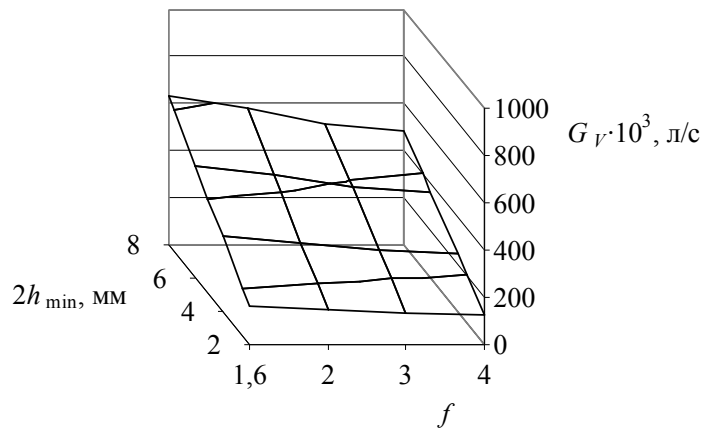


Рис. 4.18. Залежність об'ємної продуктивності вальців  $\varnothing 850 \times 2400$  мм від параметрів процесу вальцювання

Як видно з рис. 4.16–4.18, питома робота вальцювання збільшується зі зростанням фрикції й більш суттєво – зі зменшенням величини міжвалкового проміжку (останній факт пов'язаний зі зменшенням продуктивності за незначного зменшення загальної потужності вальцювання). При цьому потужність, споживана приводом валків, а також об'ємна продуктивність вальців зменшуються зі збільшенням фрикції і зростають зі збільшенням величини міжвалкового проміжку.

Таким чином можна зробити висновок, що за інших однакових умов більш ефективним є режим вальцювання за умови перебування вальцьованої композиції на швидкохідному валку й значенні коефіцієнта фрикції не менше ніж 0,5 (значенні фрикції не більше за 2,0). При цьому забезпечується більша температурна однорідність композиції, більш сприятливі температурні умови вальцювання, а також менша енергоємність процесу.

#### **4.4. Регулювання температури термопластичного матеріалу під час його перероблення на валковій машині зміною фрикції в міжвалковому проміжку**

На практиці під час перероблення пластичних мас і гумових сумішей на валкових машинах швидкості валків, що утворюють міжвалковий проміжок, установлюють різними майже тільки з єдиною метою – підвищення ефективності перемішування перероблюваного матеріалу [11, 63].

Проте, змінюючи співвідношення колових швидкостей робочих поверхонь валків, можна регулювати й температуру  $T_{пМ}$ . І якщо за фрикції, близької до одиниці, температурне поле матеріалу порівняно із симетричним процесом змінюється несуттєво, то за підвищеної фрикції зазначена відмінність стає істотною [13].

У цьому розділі аналіз температури матеріалу в міжвалковому проміжку проведено за запропонованою автором методикою розрахунку [40] для процесу перероблення ПВХ-композиції на вальцях типу См-Пд 2400 (850/850) лінії для виготовлення рулонних полімерних матеріалів, зокрема лінолеуму, вальцьово-каландровим методом типу ЛПРМ 1800-10М виробництва ПАТ «НВП „Більшовик”», м. Київ.

За умови зниження коефіцієнта фрикції  $\psi$  зростає час перебування матеріалу в проміжку [72, 73] і напруження зсуву в його об'ємі, що приводить до підвищення температури  $T_{пМ}$ . На рис. 4.19 наведено розраховану за методикою [80, 81] залежність підвищення середньої температури матеріалу на виході з міжвалкового проміжку  $\Delta T$  порівняно з його температурою на вході в проміжок від коефіцієнта фрикції за постійної величини міжвалкового проміжку, а на рис. 4.20 – те саме, але за постійної об'ємної витрати матеріалу крізь проміжок (тобто постійної продуктивності міжвалкового проміжку).

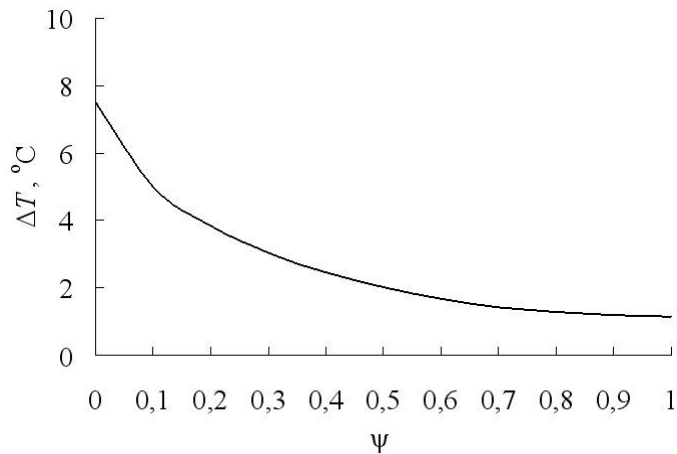


Рис. 4.19. Залежність підвищення середньої температури матеріалу  $\Delta T$  під час проходження ним міжвалкового проміжку від коефіцієнта фрикції  $\psi$  для випадку постійної величини міжвалкового проміжку

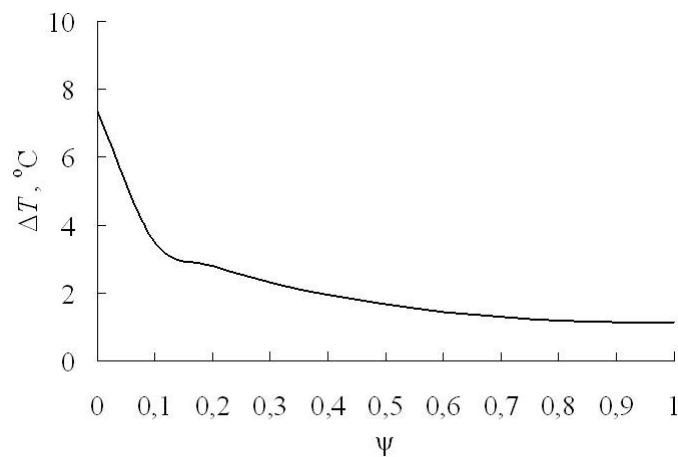


Рис. 4.20. Залежність підвищення середньої температури матеріалу  $\Delta T$  під час проходження ним міжвалкового проміжку від коефіцієнта фрикції  $\psi$  для випадку постійної товщини матеріалу на виході із проміжку (постійної об'ємної витрати матеріалу крізь міжвалковий проміжок)

Для випадку постійного міжвалкового проміжку величиною 1,72 мм (див. рис. 4.19) товщина матеріалу на виході із проміжку під час зниження коефіцієнта фрикції з 1 до 0 зменшується з 2 до 1 мм, а для випадку постійної товщини матеріалу на виході із проміжку величиною 2 мм (див. рис. 4.20) під час зниження коефіцієнта фрикції з 1 до 0 величина міжвалкового проміжку збільшується з 1,72 до 3,44 мм.

Решта параметрів процесу перероблення такі: радіус валка 0,425 м, швидкість швидкохідного валка 0,5 м/с, температури робочих поверхонь валків, що утворюють проміжок, і вихідна температура матеріалу становлять 150 °С. Властивості перероблюваного матеріалу: показник степеня реологічного рівняння 0,2, коефіцієнт консистенції 135000 Па·с<sup>n</sup> за температури 150 °С, темпе-

ратурний коефіцієнт реологічного рівняння  $8,1 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>, теплопровідність 0,175 Вт/(м·К), масова теплоємність 1850 Дж/(кг·К), безрозмірна координата виходу матеріалу з міжвалкового проміжку  $\xi = -0,4$ .

Як бачимо, зменшення коефіцієнта фрикції  $\psi$  з одиниці до нуля в обох випадках приводить до підвищення середньої температури більш ніж на 7 °С. Проте в другому випадку інтенсивність прогріву матеріалу в разі зниження величини  $\psi$  трохи менша, що можна пояснити збільшенням міжвалкового проміжку й відповідним деяким зниженням у ньому швидкості зсуву (порівняно з міжвалковим проміжком сталої величини).

На рис. 4.21 і 4.22 наведено розподіл температури матеріалу на виході з міжвалкового проміжку для різних значень коефіцієнта фрикції й вище наведених режимів перероблення (значення безрозмірної координати  $\varepsilon = -1$  відповідає поверхні тихохідного валка, а  $\varepsilon = 1$  – швидкохідного валка).

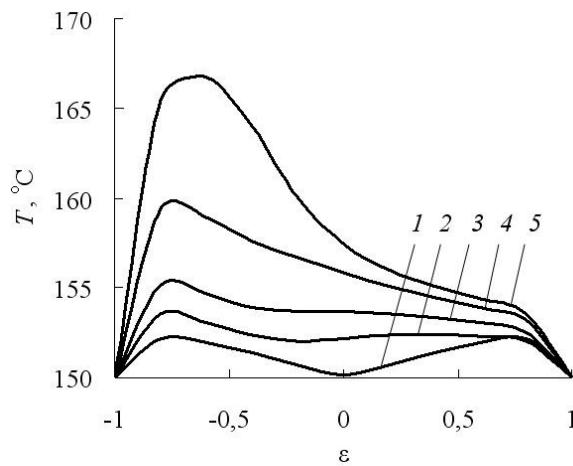


Рис. 4.21. Залежність розподілу температури перероблюваного матеріалу на виході з міжвалкового проміжку від коефіцієнта фрикції для випадку постійного міжвалкового проміжку: 1 –  $\psi = 1,0$ ; 2 –  $\psi = 0,5$ ; 3 –  $\psi = 0,3$ ; 4 –  $\psi = 0,1$ ; 5 –  $\psi = 0$

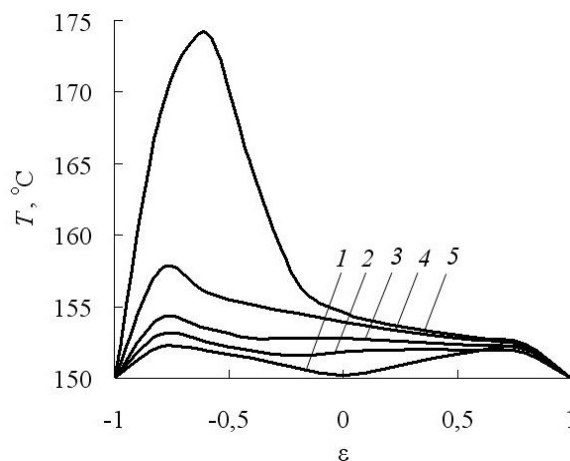


Рис. 4.22. Залежність розподілу температури перероблюваного матеріалу на виході з міжвалкового проміжку від коефіцієнта фрикції для випадку постійної товщини матеріалу на виході з проміжку: 1 –  $\psi = 1,0$ ; 2 –  $\psi = 0,5$ ; 3 –  $\psi = 0,3$ ; 4 –  $\psi = 0,1$ ; 5 –  $\psi = 0$



Як видно з рис. 4.21 і 4.22, найбільший прогрів матеріалу внаслідок інтенсивних деформацій зсуву спостерігається поблизу поверхні тихохідного валка. Таким чином, забезпечуючи в передостанньому проміжку каландра потрібну фрикцію й беручи до уваги, що на ділянці між зазначеним і калібрувальним міжвалковими проміжками перероблюваний матеріал охолоджується навколишнім повітрям з боку, що має більшу температуру, можна досягти рівномірного розподілу температури по товщині матеріалу на його вході в калібрувальний проміжок, що сприяє підвищенню якості готової продукції.

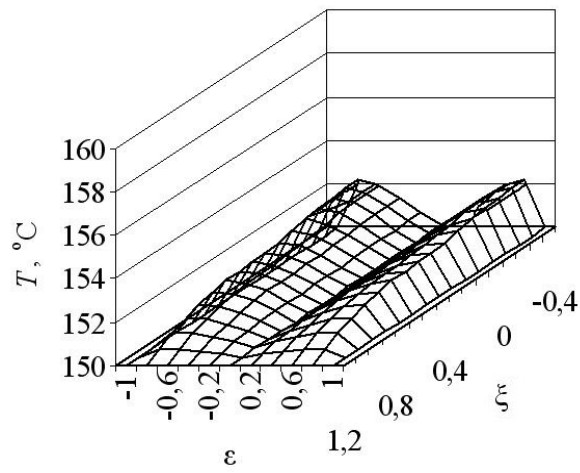
На рис. 4.23 наведено температурні поля вальцьованого матеріалу в міжвалковому проміжку для випадку його постійної величини, яка дорівнює 1,72 мм (на рис. 4.23 змінна  $\xi$  – безрозмірний аналог координати  $x$ , спрямованої вздовж міжвалкового проміжку).

Потрібну зміну температури перероблюваного матеріалу регулюванням співвідношення швидкостей обертання валків можна досягти за частки секунди, у той час як на аналогічну зміну температури за допомогою системи терморегулювання валків потрібен набагато більший час, що за значної продуктивності технологічної лінії може призвести до одержання значного обсягу продукції зниженого якості.

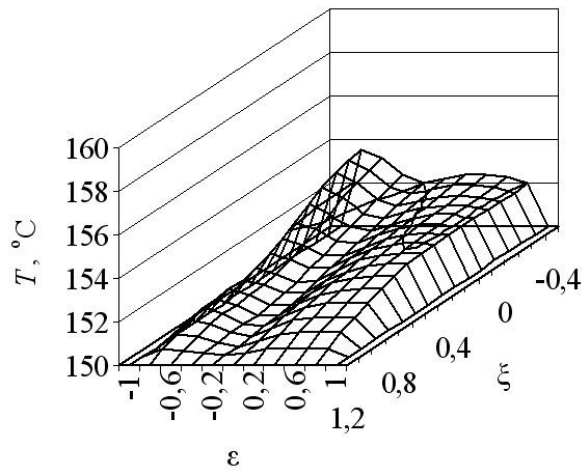
Використання підвищеної фрикції (низьких значень коефіцієнта фрикції) потребує особливої уваги під час перероблення високов'язких термочутливих матеріалів, оскільки локальна зміна температури матеріалу на виході з міжвалкового проміжку може перевищувати середнє значення температури у два рази й більше (див. рис. 4.19–4.22).

Таким чином, перероблення термопластичних матеріалів на валковому обладнанні (крім калібрувальних міжвалкових проміжків каландрів) доцільно здійснювати в діапазоні коефіцієнта фрикції від 0,3 до 0,7. За умови  $\psi < 0,3$  може відбутися локальний перегрів матеріалу, а за умови  $\psi > 0,7$  уже неможливо швидко зменшити температуру матеріалу за її раптового підвищення. Крім того, потрібно брати до уваги, що перероблення за умови  $\psi < 0,5...0,6$  досить проблематична з погляду забезпечення стійкої течії матеріалу в міжвалковому проміжку, а також формування якісного полотна на виході з міжвалковому проміжку і його надійної адгезії до поверхні одного з валків.

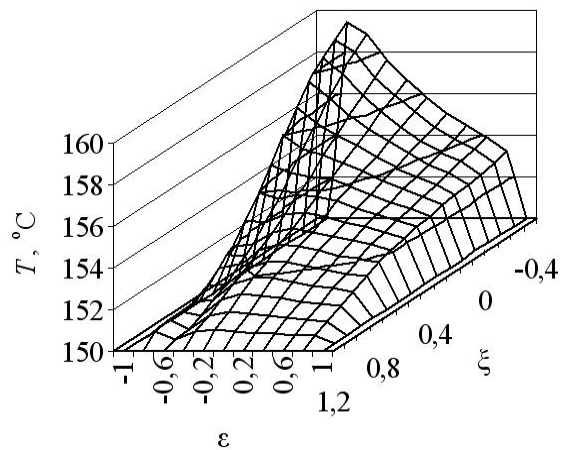
У той же час потрібно враховувати, що кількість енергії дисипації залежить не тільки від коефіцієнта фрикції, але й від швидкостей робочих поверхонь валків, тому у випадку каландрування перероблення за низьких значень коефіцієнта фрикції бажано здійснювати в одному-двох міжвалкових проміжках. З іншого боку ефективність, що досягається за рахунок зменшення коефіцієнта фрикції в початкових проміжках, буде зведена нанівець невеликими швидкостями перероблення в них ТпМ. Найбільший ефект може бути досягнуто під час застосування підвищеної фрикції в завантажувальному (живильному) проміжку тривалкових каландрів: з одного боку досягаються високі швидкості переробки, а з іншого – забезпечується висока якість продукції за рахунок вирівнювання температурного поля по перерізу перероблюваного матеріалу.



*a*



*б*



*в*

Рис. 4.23. Температурне поле перероблюваного матеріалу в міжвалковому проміжку для випадку його постійної величини за різних значень коефіцієнта фрикції  $\psi$ :

*a* –  $\psi = 1,0$ ; *б* –  $\psi = 0,5$ ; *в* –  $\psi = 0,1$

Отже, як показують розрахунки процесу течії термопластичних матеріалів у міжвалковому проміжку, а також відповідні експериментальні дослідження і промислова експлуатація валкових машин, одним зі шляхів інтенсифікації перероблення ТпМ на валковому обладнанні може бути використання підвищеної фрикції, що сприяє не тільки підвищенню змішувального ефекту міжвалкового проміжку, але й можливості оперативної зміни температури перероблюваного матеріалу.

#### **4.5. Визначення прогину валків каландра з урахуванням їхньої пружності**

Одним з показників якості плівкових, рулонних і листових матеріалів, одержуваних каландруванням, є їхня різнотовщинність у поперечному напрямку (уздовж міжвалкового проміжку), що визначається формою й розмірами цього проміжку, які залежать від властивостей перероблюваного матеріалу, параметрів режиму перероблення, а також пружних властивостей валків [82, 83].

Основним силовим фактором, що діє на елементи конструкції каландра (валки, станини, фундаментну плиту, траверси), є розпірні зусилля, що виникають під час перероблення полімерних матеріалів і гумових сумішей в одному або декількох міжвалкових проміжках. На сьогодні розпірні зусилля, що діють на валки, прийнято розглядати як розподілене навантаження постійної інтенсивності на довжині, що дорівнює ширині одержуваного виробу [11, 31].

Величина розпірного зусилля визначає навантаження на станину каландра, валки і пристрої, що змінюють взаємне положення осей валків, між якими утворюється проміжок. Прогин валка і пов'язана з ним різнотовщинність одержуваного виробу залежать від величини розпірного зусилля. З метою отримання виробу з мінімальним відхиленням по товщині необхідно вживати певних заходів щодо компенсації прогину валків, вибір яких залежить від величини дійсного відхилення осі валка від теоретичного положення [11]. Одним з найбільш простих у реалізації методів компенсації прогину валків каландра є бомбірування, тобто надання робочій поверхні валка бочкоподібної форми, за якої діаметр валка плавно зменшується від центрального перерізу в бік торців бочки зазвичай на величину 0,05...0,10 мм. Цей метод не дає можливості регулювати положення осі деформованого валка в процесі роботи каландра, проте, у багатьох випадках він виправданий, оскільки каландрами комплектують великотоннажні технологічні лінії, призначені зазвичай для одержання виробів певних розмірів.

Промислова експлуатація каландрів свідчить, що виконувана на підставі розрахунку величини прогину бомбіровка виходить більшою за потрібну. Помилка в розрахунку, на наш погляд, пов'язана з деякою некоректністю постановки задачі.

В існуючих методиках розрахунку валків на міцність і жорсткість [11, 31] розглядають задачу навантаження й деформування валків без урахування взаємного впливу розпирних зусиль і форми міжвалкового проміжку. Під час роботи каландра розпирні зусилля намагаються розсунути сусідні валки, внаслідок чого осі валків викривляються і проміжок набуває сочевицеподібної форми. Як показує розв'язання математичної моделі процесу каландрування (див. п. 3.1), а також промислова експлуатація валкових машин, величина розпирних зусиль однозначно пов'язана з величиною міжвалкового проміжку [12]. При цьому за умови її збільшення розпирні зусилля зменшуються. Таким чином, збільшення міжвалкового проміжку в центральній частині бочки валка приводить до відповідного зниження питомих розпирних зусиль вздовж усього проміжку. Епюра розподілення розпирних зусиль вздовж бочки валка набуває увігнутої (на відміну від прямокутної за відомими методиками) форми, а зусилля, які діють на валки, зменшуються, що сприяє деякому вирівнюванню деформованого валка. Проміжок після цього дещо зменшується, розпирні зусилля зростають, і цикл зміни навантаження на валок повторюється. У певний момент часу вісь валка займає стійке положення, яке відповідає величині усталеного розпирного зусилля. Результатом зміни форми епюри і величини питомих розпирних зусиль у міжвалковому проміжку є зменшення повних розпирних зусиль, що діють на валки і станини каландра. Врахування цих змін дає змогу з великим ступенем точності підтверджувати працездатність валка і станини на заданому режимі перероблення, знижувати металоємність конструкції і різнотовщинність одержуваної продукції.

Розрахована на підставі зазначених припущень величина прогину валка дасть можливість точніше вибирати метод компенсації прогину валка, а також з більшою надійністю виконувати бомбіровку валків, відмовившись від складних у реалізації та експлуатації методів перехреснення і противигину валків. Розв'язання пропонованої методики дасть можливість уточнити дійсне положення осі валка в процесі переробки, а отже і випуску продукції з меншими по товщині допусками. Це не тільки дасть змогу знизити матеріалоємність продукції і сприяти економії сировини, але й забезпечити більшу стабільність фізико-механічних властивостей виробу по всій його товщині й ширині, а також знизити метало- та енергоємність машини в цілому.

Особливість задачі з визначення прогину валка полягає в тому, що після визначення прогину валка для величини міжвалкового проміжку  $2h_{\min}(x)$ , розпирні зусилля треба перерахувати для величини міжвалкового проміжку  $2h_{\min}(x)=2(h_{\min}(x)+\Omega(x))$ , де  $x$  – координата, спрямована вздовж осі валка, м;  $\Omega$  – прогин валка, м.

Як зазначалося раніше, очевидно, що за умови збільшення міжвалкового проміжку розпирні зусилля зменшуються. Але за менших розпирних зусиль отримують менший прогин валка, що призводить до зростання розпирних зу-

силь на наступній ітерації. Таким чином, шляхом послідовних наближень при визначенні розпiрного зусилля і спричиненого ним прогину валка, потiм уточненого значення розпiрного зусилля при змiненому промiжку й відповідного йому прогину можна з потрібним ступенем точності одержати дійсну величину прогину валка каландра й розпiрних зусиль, що спричиняють цей прогин.

Запропонований алгоритм реалізовано на ЕОМ.

Розглянемо результати розрахунку за наведеною методикою найбільш ефективних валків з периферійними каналами (див. рис. 1.6) каландрів КП4-850×2400Л, КП4-710-1800Л і 3-500-1250-035П ПАТ «НВП „Бiльшовик”», м. Київ, під час каландрування зі швидкістю 0,75 м/с плівки з ПВХ-композиції завтовшки 500 мкм (рис. 4.24).

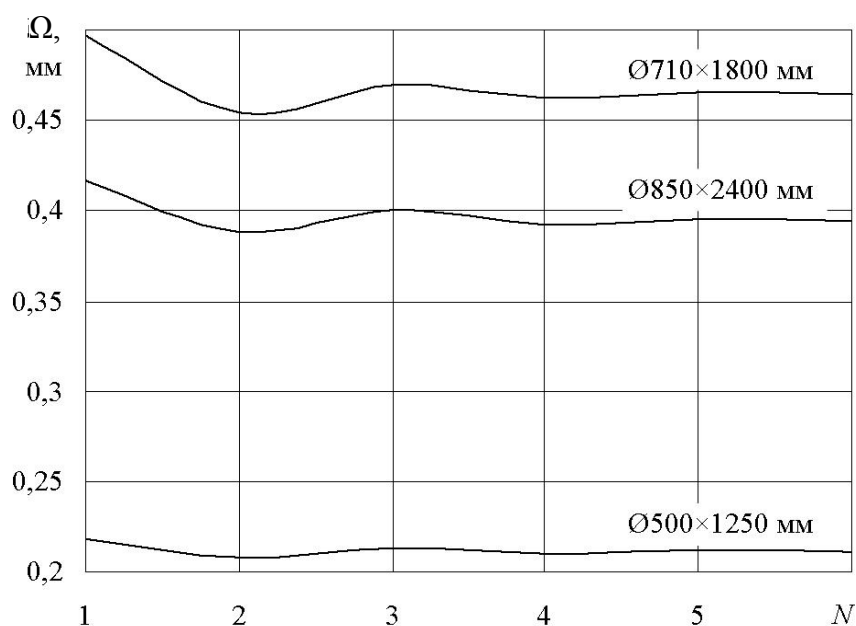


Рис. 4.24. Залежність максимального збільшення значення калібрувального міжвалкового проміжку (по центру бочки валка) від номера ітерації розрахунку  $N$  для каландрів КП4-850×2400Л, КП4-710-1800Л і 3-500-1250-035П

Як видно з рис. 4.24, похибка традиційної методики розрахунку величини бомбіровки валка становить: для валка Ø850×2400 мм – 23 мкм, валка Ø710×1800 мм – 33 мкм і валка Ø500×1200 мм – 7,5 мкм (перша ітерація відповідає максимальному значенню міжвалкового проміжку, розрахованому за традиційною методикою).

Пропонована методика може бути використана в першу чергу під час проектування каландрів для виготовлення плівкових полімерних матеріалів, коли на валки діють максимальні розпiрні зусилля і нерівномірність міжвалкового проміжку особливо відчутна.

#### 4.6. Визначення тривалості процесу змішування в змішувачі з овальними роторами

Як було зазначено в п. 4.1, загальна деформація зсуву  $\gamma_{\Sigma}$ , оптимальна величина якої для забезпечення одержання суміші високої якості, становить 2000–2500.

Тоді тривалість змішування  $t$ , необхідний для нагромадження деформації  $\gamma_{\Sigma}$  матеріалом загальною масою  $M_{\Sigma}$ , що перебуває у змішувачі, становить [84]

$$t = \frac{M_{\Sigma}}{M} \frac{\gamma_{\Sigma}}{\bar{\gamma}},$$

де  $M_{\Sigma} = \phi_{\text{зк}} V_{\text{зк}} \rho$ ;  $\phi_{\text{зк}}$  – коефіцієнт завантажування змішувальної камери;  $V_{\text{зк}}$  – вільний об'єм змішувальної камери,  $\text{м}^3$ ;  $M$  – маса матеріалу, що активно деформується в дану мить часу в серпоподібному і мінімальному проміжках обох півкамер ( $M_{\text{ш}}$  і  $M_{\text{т}}$  відповідно), кг

$$M = M_{\text{ш}} + M_{\text{т}} = [(V_{\text{сп}} + V_{\text{гр}}) \rho]_{\text{т}} + [(V_{\text{сп}} + V_{\text{гр}}) \rho]_{\text{ш}} = 2L\rho(S_{\text{сп}} + S_{\text{гр}}),$$

де  $V_{\text{сп}}$  і  $V_{\text{гр}}$  – об'єми серпоподібного й мінімального проміжків,  $\text{м}^3$ ;  $S_{\text{сп}}$  і  $S_{\text{гр}}$  – площі поперечного перерізу серпоподібного й мінімального проміжків,  $\text{м}^2$ .

Для будь-якого поперечного перерізу серпоподібного проміжку швидкість зсуву визначається залежністю (3.146)

$$\dot{\gamma}_{\text{сп}} = \left( \frac{\partial v_x}{\partial y} \right)_{\text{сп}} = \frac{W_p(\xi)}{h_{\text{п}}(1-\xi)} \left[ -1 - \frac{(1+2n)}{h_{\text{п}}(1-\xi)} \left( h_{\text{п}}(1-\xi) - \frac{2G_V}{W_p(\xi)} \right) \left( 1 - \left( \frac{1+n}{n} \right) \varepsilon^{\frac{1}{n}} \right) \right].$$

Тоді абсолютна величина середньої швидкості зсуву  $\bar{\dot{\gamma}}_{\text{сп}}$  у серпоподібному проміжку складе

$$\bar{\dot{\gamma}}_{\text{сп}} = \frac{2}{(h_{\text{п}} + h_{\text{гр}})x_{\text{сп}p}} \int_0^{x_{\text{сп}p}} \int_0^h |\dot{\gamma}_{\text{сп}}| dy dx$$

або в безрозмірних координатах

$$\bar{\dot{\gamma}}_{\text{сп}} = \frac{2m^2 h_{\text{п}}}{(h_{\text{п}}^2 - h_{\text{гр}}^2)} \int_0^{x_{\text{сп}p}} \int_0^h W_p(\xi) \left[ -1 - \frac{(1+2n)}{h_{\text{п}}(1-\xi)} \left( h_{\text{п}}(1-\xi) - \frac{2G_V}{W_p(\xi)} \right) \left( 1 - \left( \frac{1+n}{n} \right) \varepsilon^{\frac{1}{n}} \right) \right] d\varepsilon d\xi.$$

Абсолютну величину середньої швидкості зсуву  $\bar{\dot{\gamma}}_{\text{гр}}$  у мінімальному проміжку можна визначити за формулою

$$\bar{\dot{\gamma}}_{\text{гр}} = \frac{W_{\text{гр}}}{h_{\text{гр}}}.$$

Середні швидкості зсуву в півкамерах швидкохідного й тихохідного роторів визначатимемо за залежностями:

$$\bar{\dot{\gamma}}_{\text{ш}} = \left( \frac{\bar{\dot{\gamma}}_{\text{сп}} S_{\text{сп}} + \bar{\dot{\gamma}}_{\text{гр}} S_{\text{гр}}}{S_{\text{сп}} + S_{\text{гр}}} \right)_{\text{ш}} ; \quad \bar{\dot{\gamma}}_{\text{т}} = \left( \frac{\bar{\dot{\gamma}}_{\text{сп}} S_{\text{сп}} + \bar{\dot{\gamma}}_{\text{гр}} S_{\text{гр}}}{S_{\text{сп}} + S_{\text{гр}}} \right)_{\text{т}},$$

а середню швидкість зсуву  $\bar{\dot{\gamma}}$  у змішувальній камері – як середнє арифметичне величин  $\bar{\dot{\gamma}}_{\text{ш}}$  і  $\bar{\dot{\gamma}}_{\text{т}}$

$$\bar{\dot{\gamma}} = \frac{\bar{\dot{\gamma}}_{\text{ш}} + \bar{\dot{\gamma}}_{\text{т}}}{2}.$$

Тривалість повного циклу змішування, від якого залежить продуктивність змішувача, визначають з урахуванням тривалості допоміжних операцій.

На рис. 4.25–4.27 наведено результати числового дослідження впливу зміни швидкості обертання роторів і величини мінімального проміжку на енергосилові параметри процесу в роторному змішувачі з вільним об'ємом змішувальної камери 250 дм<sup>3</sup>.

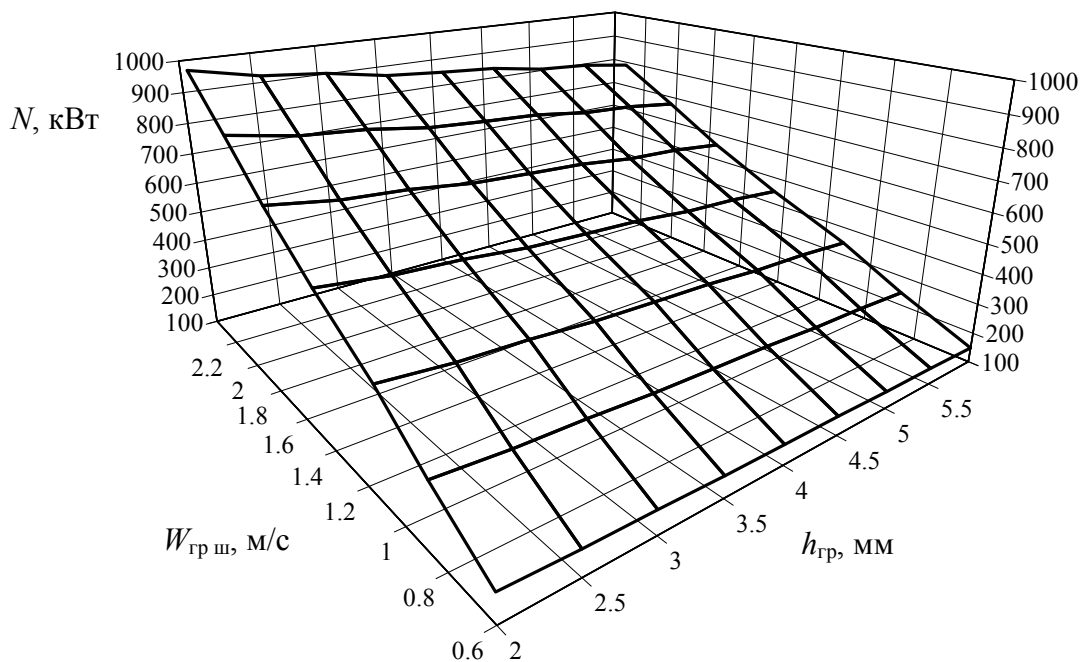


Рис. 4.25. Залежність потужності приводу змішувача від глибини мінімального проміжку та швидкості обертання швидкохідного ротора

Як видно з рис. 4.25 збільшення швидкості швидкохідного ротора  $W_{\text{гр ш}}$  приводить до зростання потужності приводу. Вплив величини мінімального проміжку  $h_{\text{гр}}$  має протилежний характер. Проте якщо за швидкостей  $W_{\text{гр ш}}$  приблизно до 1 м/с величина  $h_{\text{гр}}$  впливає на потужність приводу неістотно (біля 10 кВт/мм), то за швидкостей понад 1 м/с ця залежність має більш інтенсив-

вний характер (біля 50 кВт/мм). Таким чином, під час експлуатації швидкохідних змішувачів, за величиною потужності, споживаної приводом роторів, можна зробити висновок про величину зносу гребенів роторів [85].

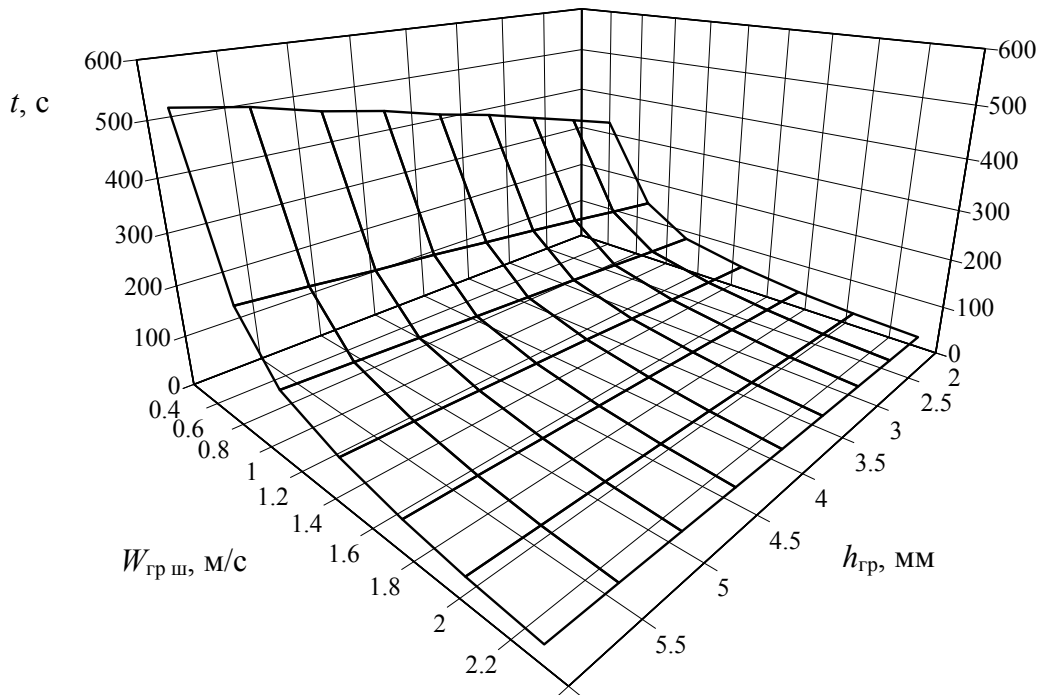


Рис. 4.26. Залежність тривалості змішування від глибини мінімального проміжку та швидкості обертання швидкохідного ротора

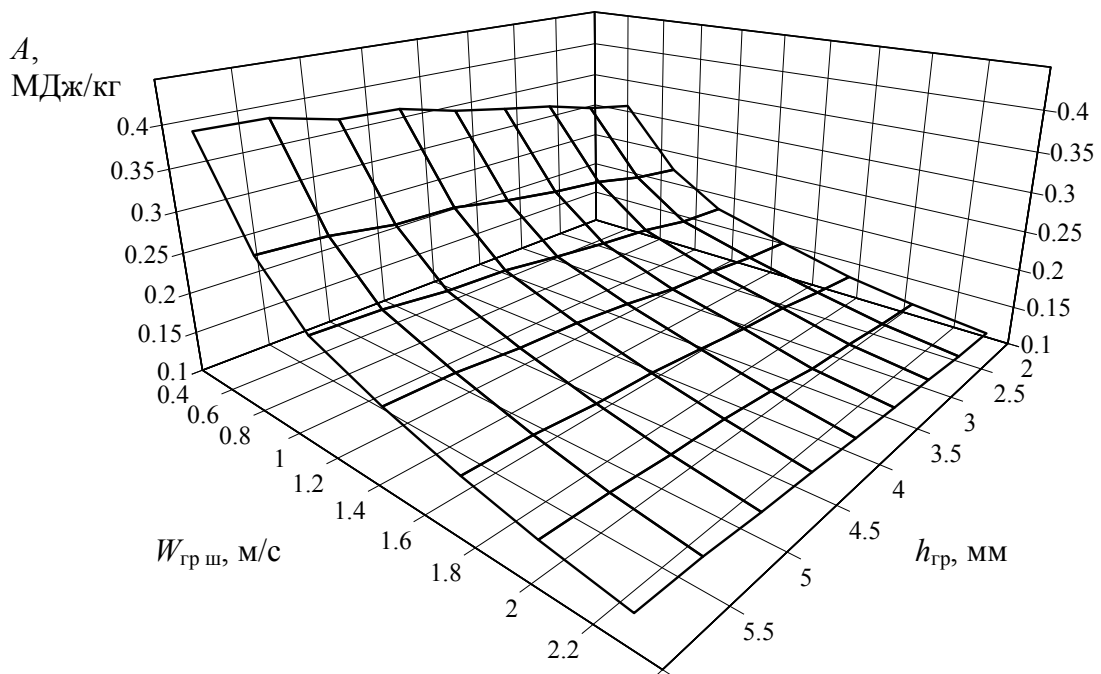


Рис. 4.27. Залежність питомої роботи змішування від глибини мінімального проміжку та швидкості обертання швидкохідного ротора



Тривалість змішування зі збільшенням величини мінімального проміжку зростає (див. рис. 4.26), але, на відміну від характеру зміни потужності приводу від  $W_{грш}$  і  $h_{гр}$ , при підвищених швидкостях переробки тривалість змішування від величини мінімального проміжку змінюється неістотно.

Одним з узагальнювальних показників процесу змішування вважають питому роботу змішувача  $A$  (робота, витрачена для змішування 1 кг ТпМ за час приготування суміші) [69]. На рис. 4.27 наведено залежність  $A = f(W_{грш}, h_{гр})$ , яка має характер, аналогічний залежності  $t = f(W_{грш}, h_{гр})$  (див. рис. 4.5).

Порівняння теоретичних та експериментальних результатів [6] дає підставу для ствердження про адекватність розробленої математичної моделі результатам експлуатації промислового обладнання.

#### 4.7. Тепловий розрахунок змішувача з овальними роторами

Особливістю теплового розрахунку роторного змішувача є те, що його поверхня теплообміну визначається в результаті конструювання основних вузлів, тому цей розрахунок має бути перевірним. Метою теплового розрахунку змішувача є визначення температури суміші, яка не повинна перевищувати допустимого значення [57–60].

Зазвичай у сучасних змішувачах з форсованим режимом тривалість циклу змішування менше часу, протягом якого утворюється стабілізований (рівноважний) температурний режим, тому методика теплового розрахунку ґрунтується на закономірностях нестационарного теплового режиму, за якого температура ТпМ безперервно зростає. У цьому разі завданням розрахунку є визначення залежності між температурою матеріалу  $T_{тпм}$ , коефіцієнтом теплопередачі  $K_{тп}$  від ТпМ до охолодної води й витратою охолодної води. При цьому розглядають кінцеві відрізки часу, досить малі, щоб можна було скористатися середньою арифметичною різницею температур за умови  $\Delta t_{ки}/\Delta t_{пи} < 2$ , де  $\Delta T_{ки}$  і  $\Delta T_{пи}$  – різниця температур ТпМ та охолодної води на початку і в кінці відрізка часу  $\Delta t_i$ , К.

Уся тривалість змішування поділяється на  $n$  однакових відрізків часу  $\Delta t_i$ . Температура суміші в кінці  $i$ -го відрізка часу становить

$$T_{тпм i} = \frac{Q_{дис i} - Q_{ор i}}{M_{\Sigma} c} + T_{тпм i-1}, \quad (4.4)$$

де  $Q_{дис i}$  – потужність дисипації за час  $\Delta t_i$  ( $Q_{дис i} = N_{пр} \eta_{пр} \Delta \tau_i$ ), Вт;

$Q_{ор i}$  – теплота, відведена від матеріалу за час  $\Delta t_i$  охолодною рідиною (водою), Вт

$$Q_{ор i} = K_{тп} S_{зк} \Delta \tau_i (T_{тпм i} - T_{ор i}),$$

$S_{зк}$  – площа теплопередавальної поверхні змішувальної камери (з достатнім ступенем точності можна прийняти  $S_{зк} \approx 7\pi(R_{гр} + h_{гр})$ ), тут  $R_{гр}$  – радіус гребеня ротора, м;  $T_{тпм\ i}$  і  $T_{ор\ i}$  – середня температура матеріалу і охолодної води протягом часу  $\Delta t_i$ , К.

Після перетворювань залежність (4.4) матиме вигляд:

$$T_{тпм\ i} = \left(1 - \frac{K_{тп} S_{зк} \Delta t_i}{M_{\Sigma} c}\right) T_{тпм\ i-1} + \frac{Q_{дис\ i} \Delta t_i}{M_{\Sigma} c} + \frac{K_{тп} S_{зк} \Delta t_i}{M_{\Sigma} c} T_{орп}, \quad (4.5)$$

де  $T_{орп}$  – початкова температура охолодної води.

Якщо багаточлени в рівнянні (4.5) позначити літерами  $A$  і  $B$ , то ця залежність для першого відрізка часу матиме вигляд

$$T_{тпм\ 1} = A + B T_{тпм\ п},$$

де  $T_{тпм\ п}$  – початкова температура сировини під час завантаження змішувача;

– для другого відрізка часу

$$T_{тпм\ 2} = A + A B + B^2 T_{тпм\ п};$$

– для  $n$ -го відрізка часу

$$T_{тпм\ n} = A(B^0 + B^1 + B^2 + \dots + B^{n-1}) + B^n T_{тпм\ п}.$$

При цьому температура матеріалу  $T_{тпм\ n}$  наприкінці процесу змішування не повинна перевищувати допустимого значення, яке залежить від властивостей ТпМ та його компонентів.

## 5. МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ПРОЦЕСІВ ПЕРЕРОБЛЕННЯ ПЛАСТМАС І ГУМОВИХ СУМІШЕЙ НА ВАЛКОВИХ МАШИН

### 5.1. Методика параметричного й теплового розрахунку процесу безперервного вальцювання

#### 5.1.1. Загальні положення

Метою методики розрахунку вальців безперервної дії є визначення енергосилових параметрів процесу вальцювання, а її основними завданнями є розрахунок:

1) температурного поля вальцьованого матеріалу під час його руху від місця завантаження на вальці до місця його зняття з вальців;

2) розпірних зусиль, що діють на валки;

3) потужності, споживаної приводом валків;

4) параметрів теплоносія у валках (температури та об'ємної витрати).

Кількість проходів  $k$  матеріалу крізь міжвалковий проміжок становить:

– для схеми згідно з рис. 1.7,а

$$k = \frac{L}{b};$$

– для схем згідно з рис. 1.7,б і рис. 1.7,в

$$k = \frac{L}{2b},$$

де  $L$  – відстань між обмежувальними стрілами вальців (робоча довжина бочки валка), м;  $b$  – ширина безперервної стрічки матеріалу, що знімається з вальців, м.

Час вальцювання матеріалу визначають за залежністю

$$t = \frac{2\pi R_b k}{W_{ш(т)}}.$$

Масова продуктивність вальців становить (кг/с)

$$G_M = \rho b \delta W_{ш(т)},$$

де  $\delta$  – товщина безперервної стрічки матеріалу, що знімається з вальців, м.

#### 5.1.2. Визначення параметрів міжвалкового проміжку

Послідовність розрахунку величини міжвалкового проміжку  $2h_{\min}$ , товщини  $\delta$  безперервної стрічки, що знімається з вальців, швидкості робочих поверхонь бочок валків  $W_{ш}$  і  $W_{т}$ , а також масової продуктивності вальців  $G_M$  залежить від вихідних даних. При цьому зазначені величини пов'язані між собою в такий спосіб.

Колова швидкість  $W_{ш(т)}$  поверхні бочки валка, з якого знімають безперервну стрічку матеріалу, задають або визначають за залежністю

$$W_{ш(т)} = \frac{G}{\rho b \delta}.$$

Тоді швидкість поверхні бочки валка, вільного від оброблюваного матеріалу дорівнює:

$$W_t = \psi W_{ш} \quad \text{або} \quad W_{ш} = W_t / \psi.$$

Товщина відформованого матеріалу після виходу з проміжку становить:  
– у разі перебування вальцьованого матеріалу на швидкохідному валку

$$\delta = h_{\min} (1 + \psi) (1 + \xi_k^2).$$

– у разі перебування вальцьованого матеріалу на тихохідному валку

$$\delta = h_{\min} \frac{(1 + \psi)}{\psi} (1 + \xi_k^2).$$

Межами зони деформації міжвалкового проміжку є поверхні валків і перерізів міжвалкового проміжку, у яких надлишковий тиск в оброблюваному матеріалі дорівнює нулю. У системі безрозмірних координат  $\xi$  і  $\varepsilon$  поверхні валків відповідають координатам  $\varepsilon = \pm 1$ , а перерізи, що відповідають початку й закінченню зони деформації, – координатам  $\xi_{\pi}$  і  $\xi_k$ .

Координату  $\xi_k$  визначають експериментально. Її значення зазвичай знаходиться в межах  $|\xi_k| = 0,2 \dots 0,4$ .

Координата  $\xi_{\pi}$  відповідає значенню координати  $\xi$ , за якої виконується рівність

$$\int_{\xi_k}^{\xi} \frac{|A|^n \operatorname{sign}(A) - |B|^n \operatorname{sign}(B)}{1 + \xi^2} d\xi = 0,$$

$$\text{де } A = \left( \frac{1 + 2n}{n} \right) \frac{(1 + \psi)(\xi^2 - \xi_k^2)}{(1 + \xi^2)^2} + \frac{1 - \psi}{1 + \xi^2}, \quad B = - \left( \frac{1 + 2n}{n} \right) \frac{(1 + \psi)(\xi^2 - \xi_k^2)}{(1 + \xi^2)^2} + \frac{1 - \psi}{1 + \xi^2}.$$

Однією з характеристик міжвалкового проміжку є координата входу матеріалу в проміжок  $\xi_{\text{вх}}$ , що визначає положення вільної поверхні обертового запасу, ширина якого становить

$$2h_{\text{вх}} = 2h_{\min} (1 + \xi_{\text{вх}}^2).$$

Тоді координата  $\xi_{\text{вх}}$  складе

$$\xi_{\text{BX}} = \sqrt{\frac{h_{\text{BX}}}{h_{\text{min}}}} - 1.$$

Для забезпечення достатнього прогріву оброблюваного матеріалу на вході в міжвалковий проміжок, а також його перемішування й гомогенізації мінімальне значення відношення  $(2h_{\text{BX}})/(2h_{\text{min}})$  забезпечують у межах від 5 до 20, що відповідає значенню координати  $\xi_{\text{BX}}$  від 2,0 до 4,5.

Для розрахунку температурного поля матеріалу від місця завантаження матеріалу до місця його зняття з вальців, а також для визначення втрат теплоти з поверхні матеріалу й вільної поверхні валків потрібно знати кути, що відповідають координатам входу матеріалу в проміжок і виходу матеріалу з проміжку, які відраховують від площини, що проходить через поздовжні осі валків.

Позначивши кут, що відповідає координаті входу матеріалу в міжвалковий проміжок через  $\gamma_{\xi_{\text{BX}}}$ , а кут, що відповідає координаті виходу з міжвалкового проміжку через  $\gamma_{\xi_{\text{K}}}$ , можна записати:

$$\gamma_{\xi_{\text{BX}}} = \arcsin \frac{\xi_{\text{BX}} \sqrt{2R_{\text{B}} h_{\text{min}}}}{R_{\text{B}}};$$

$$\gamma_{\xi_{\text{K}}} = \arcsin \frac{\xi_{\text{K}} \sqrt{2R_{\text{B}} h_{\text{min}}}}{R_{\text{B}}}.$$

Центральні кути, що відповідають вільній поверхні  $j$ -го валка  $j = (1, 2)$  і поверхні валка, вкритого матеріалом  $\gamma_{\text{ВП}j}$  та  $\gamma_{\text{M}j}$ , відповідно), визначають за залежностями:

$$\gamma_{\text{ВП}1} = 360^\circ - \gamma_{\xi_{\text{BX}}} - \gamma_{\xi_{\text{K}}}; \quad \gamma_{\text{ВП}2} = 0; \quad \gamma_{\text{M}1} = 0; \quad \gamma_{\text{M}2} = 360^\circ - \gamma_{\xi_{\text{BX}}} - \gamma_{\xi_{\text{K}}}.$$

### 5.1.3. Визначення температури матеріалу

Температурне поле матеріалу під час його руху в міжвалковому проміжку визначають розв'язанням рівняння

$$\left[ \frac{\rho c W_{\text{ш}}}{\sqrt{R_{\text{B}} h_{\text{min}}}} \left( 1 - \frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{K}}^2)}{4(1+\xi^2)} (1 - \varepsilon^2) - \frac{(1-\psi)}{2} (1 - \varepsilon) \right) \right] \frac{\partial T}{\partial \xi} =$$

$$= \left( \frac{\lambda}{h_{\text{min}}^2 (1 + \xi^2)^2} \right) \frac{\partial^2 T}{\partial \varepsilon^2} + K \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2h_{\text{min}}} \right)^{n+1} \left[ \frac{3(1+\psi)(\xi - \xi_{\text{K}}^2)}{(1 + \xi^2)^2} \varepsilon + \frac{1-\psi}{1 + \xi^2} \right]^{n+1}$$

з урахуванням початкового і граничних умов (див. п. 3.1.1), а температурне

поле матеріалу під час його руху на валку – розв’язанням рівняння

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial r} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\lambda}{r} \frac{\partial T}{\partial r}$$

з урахуванням відповідних початкової і граничних умов (див. п. 3.8).

Початковою умовою визначення температурного поля в проміжку є температура матеріалу, що надходить на вальці.

Початковою умовою визначення температурного поля на кожній з ділянок руху матеріалу на валках вальців є кінцевий розподіл температури на попередній ділянці.

#### 5.1.4. Визначення зусиль, що діють на валки

Зусилля, що діють на валки в процесі вальцювання, є результатом дії ваги валків, а також розпірних зусиль і сил тертя, які діють на валки з боку матеріалу, що деформується в міжвалковому проміжку.

Розпірні зусилля, що діють на швидкохідний і тихохідний валки, становлять

$$F = KLR_b \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2h_{\text{min}}} \right)^n \int_{\xi_k}^{\xi_{\text{п}}} \int_{\xi_k}^{\xi_{\text{п}}} \frac{|A|^n \text{sign}(A) - |B|^n \text{sign}(B)}{1 + \xi^2} d\xi d\xi = 0.$$

Вектор розпірного зусилля  $F$  прикладений до поверхні валка в діаметральному перерізі в точці, координату  $\xi_{\text{цт} F}$  якої визначають положенням центра мас площі  $S$ , обмеженої віссю координати  $\xi$  і кривою тиску  $p = f(\xi)$  у міжвалковому проміжку

$$\xi_{\text{цт} F} = \frac{\int_{\xi_k}^{\xi_{\text{п}}} \xi dS}{\int_{\xi_k}^{\xi_{\text{п}}} p d\xi},$$

де тиск  $p$  визначають за залежністю

$$p = \frac{KW_{\text{ш}}^n \sqrt{2R_b h_{\text{min}}}}{(2h_{\text{min}})^{n+1}} \int_{\xi_k}^{\xi} \frac{|A|^n \text{sign}(A) - |B|^n \text{sign}(B)}{1 + \xi^2} d\xi.$$

Кут  $\beta_F$  (рад) між вектором розпірного зусилля  $F$  і площиною, що проходить через осі валків, становить

$$\beta_F = \arcsin \frac{\xi_{\text{цт} F} \sqrt{2R_b h_{\text{min}}}}{R_b}.$$

Тоді величини складової розпірного зусилля  $F_x$ , що лежить у площині, яка проходить через осі валків, а також нормальної до неї складової  $F_y$  (тобто

спрямованих уздовж координатних осей  $x$  і  $y$  відповідно) дорівнюють:

$$F_x = F \cos \beta_F; \quad F_y = F \sin \beta_F = F \frac{\xi_{\text{цт } F} \sqrt{2R_B h_{\min}}}{R_B}.$$

З боку матеріалу, що деформується в міжвалковому проміжку, крім тиску на робочу поверхню валків також діють дотичні напруження, результатом дії яких є сили, які прикладені до робочих поверхонь валків і чинять момент опору їх обертанню. Величини цих сил для швидкохідного й тихохідного валків складають:

$$P_{\text{ш}} = KL \sqrt{2R_B h_{\min}} \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2h_{\min}} \right)^n \int_{\xi_K}^{\xi_{\text{BX}}} |A|^n \text{sign}(A) d\xi;$$

$$P_{\text{т}} = -KL \sqrt{2R_B h_{\min}} \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2h_{\min}} \right)^n \int_{\xi_K}^{\xi_{\text{BX}}} |B|^n \text{sign}(B) d\xi.$$

Точку прикладання результуючої сили  $P_{\text{ш(т)}}$  до поверхні валка в його діаметральному перерізі визначають положенням центра ваги площі, обмеженою віссю координати  $\xi$  і кривою дотичних напружень  $\tau_{xy\text{ш}} = f(\xi)$  (або  $\tau_{xy\text{т}} = f(\xi)$ ):

$$\tau_{xy\text{ш}} = K \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2h_{\min}} \right)^n |A|^n \text{sign}(A); \quad \tau_{xy\text{т}} = K \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2h_{\min}} \right)^n |B|^n \text{sign}(B).$$

Методика визначення координати  $\xi_{\text{цт } P}$  центра ваги площі під кривою розподілу дотичних напружень для швидкохідного й тихохідного валків аналогічна методиці визначення координати  $\xi_{\text{цт } F}$ . Значення кута  $\beta_P$  (рад) між вектором дії зусилля  $\mathbf{P}$  і віссю  $x$  (окремо для швидкохідного й тихохідного валків) визначають за залежністю

$$\beta_P = \arcsin \frac{\xi_{\text{цт } P} \sqrt{2R_B h_{\min}}}{R_B}.$$

Тоді величина складової  $P_x$  зусилля  $P$ , що лежить у площині, яка проходить через осі валків, складе

$$P_x = P \xi_{\text{цт } P} \frac{\sqrt{2R_B h_{\min}}}{R_B},$$

а величина складової  $P_y$ , перпендикулярної  $P_x$ , дорівнюватиме

$$P_y = P \cos \beta_P.$$

Вектор сумарного зусилля  $F_{\text{ш(т)}\Sigma}$ , що діє на валок, визначають як суму векторів сили ваги валка  $G_B$ , розпірного зусилля  $F$  і сили тертя  $P_{\text{ш(т)}}$  (рис. 5.1)

$$F_{\text{ш(т)}\Sigma} = \sqrt{(P_{\text{ш(т)}} \cos \beta_P - G_B - F \sin \beta_F)^2 + (P_{\text{ш(т)}} \sin \beta_P + F \cos \beta_F)^2}.$$

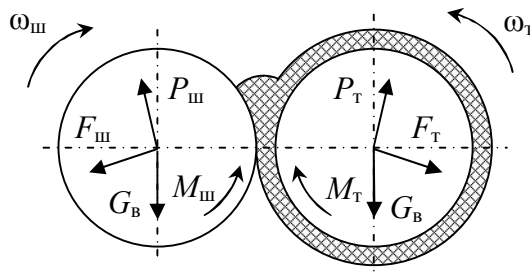


Рис. 5.1. Схема дії зусиль на валки вальців  
(вальцьований матеріал перебуває на тихохідному валку)

Як видно з рис. 5.1, кожна дотична до валка сила  $P_{\text{ш(т)}}$  замінена статично еквівалентною системою сил: силою  $P_{\text{ш(т)}}$ , прикладеною до осі валка, і моментом  $M_{\text{ш(т)}} = P_{\text{ш(т)}} R_B$ .

Питоме навантаження на валок визначають з виразу

$$q_{\text{ш(т)}\Sigma} = \frac{F_{\text{ш(т)}\Sigma}}{L}.$$

Крутні моменти, які потрібні безпосередньо для деформування оброблюваного матеріалу й діють на швидкохідний і тихохідний валки, розраховують за формулами:

$$M_{\text{ш}} = KLR_B \sqrt{2R_B h_{\min}} \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2h_{\min}} \right)^n \int_{\xi_K}^{\xi_{\text{BX}}} |A|^n \text{sign}(A) d\xi;$$

$$M_{\text{т}} = -KLR_B \sqrt{2R_B h_{\min}} \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2h_{\min}} \right)^n \int_{\xi_K}^{\xi_{\text{BX}}} |B|^n \text{sign}(B) d\xi.$$

Крутні моменти, прикладені до валків з боку універсальних шпинделів приводу вальців, можна визначити за залежністю

$$M_{\text{ш(т)}\Sigma} = M_{\text{ш(т)}} + 2M_{\text{підш}},$$

де  $M_{\text{підш}}$  — момент тертя в підшипнику валка (Н·м)

$$M_{\text{підш}} = d_{\text{цв}} (5000cd_{\text{цв}} + 2,55f_0 F_{\text{ш(т)}\Sigma}),$$

де  $c, f_0$  — коефіцієнти (для радіальних сферичних дворядних роликотпідшипників, широко застосовуваних у валках валкових машин,  $c = 0,15$ ;  $f_0 = 0,002$  [44]).



### 5.1.5. Визначення потужності приводу валків

Потужність групового приводу валків, к.к.д. якого дорівнює  $\eta_{\text{пр}}$ , визначають за формулою

$$N_{\Sigma} = \frac{N_{\text{ш}} + N_{\text{т}}}{\eta_{\text{пр}}},$$

де потужність, що витрачається з боку відповідного валка на деформування матеріалу, складе

$$N_{\text{ш(т)}} = M_{\text{ш(т)}\Sigma} \omega_{\text{ш(т)}} = M_{\text{ш(т)}\Sigma} \frac{W_{\text{ш(т)}}}{R_{\text{в}}}.$$

К.к.д. групового приводу валків визначають за залежністю

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5^2,$$

де  $\eta_1 = 0.99$  – к.к.д. електродвигуна;  $\eta_2 = 0.99$  – к.к.д. втулковопальцевої муфти;  $\eta_3 = 0.90$  – к.к.д. блок-редуктора;  $\eta_4 = 0.99$  – к.к.д. зубчастої муфти;  $\eta_5 = 0.90$  – к.к.д. універсального шпинделя.

За індивідуального приводу кожного валка потужності їхніх приводних електродвигунів складуть

$$N_{\text{ш(т)}} = \frac{M_{\text{ш(т)}\Sigma} \omega_{\text{ш(т)}}}{\eta_{\text{пр в}}} = \frac{M_{\text{ш(т)}\Sigma} W_{\text{ш(т)}}}{\eta_{\text{пр в}} R_{\text{в}}},$$

де  $\eta_{\text{пр в}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5$  – к.к.д. приводу окремого валка.

На підставі виконаного розрахунку загальної потужності здійснюють підбір електродвигуна приводу валків.

### 5.1.6. Тепловий розрахунок валків

Рівняння теплоенергетичного балансу неізотермічного процесу вальцювання має вигляд

$$G_M i_{\text{п}} \pm Q_{\text{зовн}} + Q_{\text{дис}} = G_M i_{\text{к}} + Q_{\text{вт}}, \quad (5.1)$$

де  $G_M$  – масова продуктивність вальців, кг/с;  $i_{\text{п}}$  та  $i_{\text{к}}$  – масова ентальпія матеріалу на вході на вальці й на виході з них, відповідно, Дж/кг;  $Q_{\text{зовн}}$  – теплова енергія, яку потрібно підвести (знак «+») або відвести (знак «-») у процесі вальцювання (зовнішні джерела теплозабезпечення);  $Q_{\text{дис}}$  – енергія дисипації, отримана матеріалом у результаті необоротної деформації зсуву в міжвалковому проміжку, Вт;  $Q_{\text{вт}}$  – теплові втрати в навколишнє середовище, Вт.

Дисипативну складову енергетичного балансу кожного валка визначають за формулою

$$Q_{\text{дис}} = Q_{\text{дис ш}} + Q_{\text{дис т}},$$

де  $Q_{\text{дис ш(т)}}$  – потужність дисипації, забезпечувана швидкохідним і тихохідним валками:

$$Q_{\text{дис ш}} = \frac{KL\sqrt{2R_{\text{в}}h_{\text{мін}}}}{h_{\text{мін}}^n} \left(\frac{W_{\text{ш}}}{2}\right)^{n+1} \left(\frac{1+2n}{n}\right)^n \frac{(n+2)}{3^{n+1}} \times$$

$$\times \int_{\xi_{\text{к}}}^{\xi_{\text{вх}}} \int_0^1 \left| \frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1+\xi^2)^2} \varepsilon + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right|^{n+1} (1+\xi^2) d\varepsilon d\xi,$$

$$Q_{\text{дис т}} = \frac{KL\sqrt{2R_{\text{в}}h_{\text{мін}}}}{h_{\text{мін}}^n} \left(\frac{W_{\text{ш}}}{2}\right)^{n+1} \left(\frac{1+2n}{n}\right)^n \frac{(n+2)}{3^{n+1}} \times$$

$$\times \int_{\xi_{\text{к}}}^{\xi_{\text{вх}}} \int_{-1}^0 \left| -\frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1+\xi^2)^2} \varepsilon + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right|^{n+1} (1+\xi^2) d\varepsilon d\xi.$$

Теплота, затрачувана на зміну ентальпії матеріалу за його контакту з валком, може бути визначена як

$$Q_{\text{м}} = \sum_{j=1}^k Gc(T_{\text{к}} - T_{\text{п}})_j + \sum_{j=1}^k G_{\text{ш(т)}}c(T_{\text{к}} - T_{\text{п}})_j,$$

де  $T_{\text{к}}$  і  $T_{\text{п}}$  – кінцева й початкова температура матеріалу під час проходження ним міжвалкового проміжку або ділянки поза межами міжвалкового проміжку, що відповідає  $j$ -му оберту матеріалу на валку ( $j = \overline{1, k}$ ), К;  $G_{\text{ш(т)}}$  – масова продуктивність, забезпечувана швидкохідним (тихохідним) валком, кг/с:

$$G_{\text{м т}} = \frac{(3+\psi)}{4} G_{\text{м}}; \quad G_{\text{м ш}} = \frac{(3\psi+1)}{4} G_{\text{м}}.$$

Теплові втрати відповідного валка визначають за формулою

$$Q_{\text{вт}} = Q_{\text{вт вп}} + Q_{\text{вт м}},$$

де  $Q_{\text{вт вп}}$  і  $Q_{\text{вт м}}$  – втрати теплоти з вільної поверхні валка й поверхні валка, покритої матеріалом, Вт:

$$Q_{\text{вт вп}} = \alpha_{\text{вп}} S_{\text{вп}} (T_{\text{ш(т)}} - T_{\text{нс}}) = \alpha_{\text{вп}} L (R_{\text{в}} + \delta) \gamma_{\xi_{\text{вп ш(т)}}} (T_{\text{ш(т)}} - T_{\text{нс}}),$$

$$Q_{\text{вт м}} = \alpha_{\text{м}} S_{\text{м}} (T_{\text{ш(т)}} - T_{\text{нс}}) = \alpha_{\text{м}} L R_{\text{в}} \gamma_{\xi_{\text{м ш(т)}}} (T_{\text{ш(т)}} - T_{\text{нс}}),$$

де  $S_{\text{св}}$  і  $S_{\text{м}}$  – площі вільної поверхні валка й поверхні валка, покритої матеріалом, м<sup>2</sup>.

Коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha_{\text{вп}}$  і  $\alpha_{\text{м}}$  (Вт/(м<sup>2</sup>·К)) визначають за формулами:

$$\alpha_{\text{вп}} = \alpha_{\text{пром вп}} + \alpha_{\text{конв вп}};$$

$$\alpha_{\text{м}} = \alpha_{\text{пром м}} + \alpha_{\text{конв м}},$$

де  $\alpha_{\text{пром вп}}$  і  $\alpha_{\text{пром м}}$  – коефіцієнти тепловіддачі випромінюванням

$$\alpha_{\text{пром}} = 5,67 \cdot 10^{-8} \varepsilon_{\text{в(м)}} \frac{T_{\text{в(м)}}^4 - T_{\text{нс}}^4}{T_{\text{в(м)}} - T_{\text{нс}}},$$

$\varepsilon_{\text{в(м)}}$  – ступінь чорності поверхні валка (сталевого  $\varepsilon_{\text{в}}=0,52\dots0,56$ ; чавунного  $\varepsilon_{\text{в}}=0,6\dots0,7$ ) і оброблюваного матеріалу ( $\varepsilon_{\text{м}}=0,93\dots0,95$ );  $T_{\text{в(м)}}$  – температура відповідного валка й матеріалу на цьому валку, К;  $\alpha_{\text{конв вп}}$  і  $\alpha_{\text{конв м}}$  – коефіцієнти тепловіддачі конвекцією, обчислені за допомогою критеріальних рівнянь, що описують тепловіддачу від горизонтально розташованого обертового циліндра, Вт/(м<sup>2</sup>·К) [19].

Якщо теплообмін проходить в умовах вільної конвекції ( $Re \leq \sqrt{Gr \cdot Pr}$ ), то значення критерію Нуссельта  $Nu$  розраховують за рівнянням

$$Nu = 0,456(Gr \cdot Pr)^{0,25}, \quad (5.2)$$

де  $Gr$  і  $Pr$  – критерії Грасгофа і Прандтля.

За значень  $Re \leq 5 \cdot 10^4$  теплообмін відбувається в умовах сумісного впливу вільної й вимушеної конвекції

$$Nu = 0,18 \left[ (0,5Re^2 + Gr) Pr \right]^{0,315}. \quad (5.3)$$

За значень  $Re > 5 \cdot 10^5$  теплообмін відбувається в умовах вимушеної конвекції [19]

$$Nu = \frac{Re Pr \sqrt{0,5f_D}}{5Pr + 5\ln(3Pr + 1) + \sqrt{0,5f_D} - 12}, \quad (5.4)$$

де  $f_D$  – коефіцієнт, значення якого визначають залежно від величини  $C = Re \sqrt{f_D}$ :

$$C = -1,828 + 1,77 \ln C, \text{ якщо } C \geq 950;$$

$$Re/C = -3,68 + 2,04 \ln C, \text{ якщо } C < 950.$$

У залежностях (5.2)–(5.4) взято такі позначення:

$$Re = \frac{2R_{\text{в}} W_{\text{ш(т)}}}{v_{\text{нс}}}; \quad Nu = \frac{2\alpha_{\text{нс}} R_{\text{в}}}{\lambda_{\text{нс}}}; \quad Gr = \frac{8g R_{\text{в}}^3}{v_{\text{нс}}^2} \beta_{\text{нс}} \Delta T; \quad Pr_{\text{нс}} = 0,7; \quad \beta_{\text{нс}} = \frac{1}{T_{\text{нс}}},$$

де  $\nu_{\text{нс}}$  і  $\lambda_{\text{нс}}$  – кінематична в'язкість ( $\text{м}^2/\text{с}$ ) і теплопровідність ( $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ ) навколишнього середовища;  $\beta_{\text{нс}}$  – температурний коефіцієнт навколишнього середовища,  $1/\text{К}$ ;  $g$  – прискорення вільного падіння,  $\text{м}/\text{с}^2$ .

Фізичні властивості навколишнього середовища вибирають за температури  $T = (T_{\text{нс}} + T_{\text{в(м)}})/2$ .

Після проведення відповідних розрахунків за залежністю (5.1) визначають значення величини  $Q_{\text{зовн}}$ .

У сучасних вальцях їх теплозабезпечення (нагрівання або охолодження) валків забезпечують теплоносієм, що рухається в периферійних каналах, виконаних рівномірно по колу вздовж бочки валка (див. рис. 1.6).

Витрата теплоносія  $G_{\text{тепл}}$  визначають із умови різниці його температур  $\Delta T_{\text{тепл}}$  на вході й на виході з каналів становить 2–5 К

$$G_{\text{тепл}} = \frac{Q_{\text{зовн}}}{c_{\text{тепл}} \Delta T_{\text{тепл}}},$$

де  $c_{\text{тепл}}$  – масова теплоємність теплоносія,  $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ .

Середню температуру теплоносія попередньо беруть для води  $T_{\text{тепл}} = T_{\text{ш(т)}} \pm 10$ , а для органічних і мінеральних теплоносіїв –  $T_{\text{тепл}} = T_{\text{ш(т)}} \pm 20$ .

Швидкість теплоносія в периферійних каналах розраховують за формулою

$$w_{\text{тепл}} = \frac{G_{\text{тепл}}}{\rho_{\text{тепл}} S_{\text{тепл}}} = \frac{4G_{\text{тепл}}}{\rho_{\text{тепл}} n_{\text{тепл}} \pi d_{\text{тепл}}^2},$$

де  $S_{\text{тепл}}$  – сумарна площа поперечного перерізу периферійних каналів,  $\text{м}^2$ ;  $d_{\text{тепл}}$  і  $n_{\text{тепл}}$  – діаметр (м) і кількість периферійних каналів;  $\rho_{\text{тепл}}$  – густина теплоносія як функція температури,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Коефіцієнт тепловіддачі від теплоносія до стінки каналу розраховують за критеріальними рівняннями, які описують процес тепловіддачі під час вимушеного руху рідини в каналах [8, 40, 75]:

$$\text{якщо } Re_{\text{тепл}} > 10^4, \text{ то } Nu_{\text{тепл}} = 0,021 Re_{\text{тепл}}^{0,8} Pr_{\text{тепл}}^{0,43} \left( \frac{Pr_{\text{тепл}}}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25};$$

$$\text{якщо } 2000 \leq Re_{\text{тепл}} \leq 10^4, \text{ то } Nu_{\text{тепл}} = 0,008 Re_{\text{тепл}}^{0,9} Pr_{\text{тепл}}^{0,43} \left( \frac{Pr_{\text{тепл}}}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25};$$

$$\text{якщо } Re_{\text{тепл}} < 2000, \text{ то } Nu_{\text{тепл}} = 0,15 Re_{\text{тепл}}^{0,33} Gr_{\text{тепл}}^{0,1} Pr_{\text{тепл}}^{0,43} \left( \frac{Pr_{\text{тепл}}}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25},$$

$$\text{де } Gr_{\text{тепл}} = \frac{g d_{\text{тепл}}^3}{\nu_{\text{тепл}}^2} \beta_{\text{тепл}} \Delta T ;$$

$$\Delta T = T_{\text{тепл}} - T_{\text{ст}} \text{ (нагрівання) або } \Delta T = T_{\text{ст}} - T_{\text{тепл}} \text{ (охолодження),}$$

де  $T_{\text{ст}}$  – температура стінки каналу, К

$$T_{\text{ст}} = T_{\text{в}} \pm Q_{\text{зовн}} R_{\text{ст}} ,$$

де  $R_{\text{ст}}$  – термічний опір стінки каналу,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$  [8, 40, 75]

$$R_{\text{ст}} = \frac{\ln \left[ \frac{D_{\text{тепл}}}{n_{\text{тепл}} d_{\text{тепл}}} \operatorname{sh} \left( n_{\text{тепл}} \frac{2R_{\text{в}} - D_{\text{тепл}}}{D_{\text{тепл}}} \right) \right]}{2\pi L \lambda_{\text{в}} n_{\text{тепл}}} ,$$

де  $D_{\text{тепл}}$  – діаметр центрів периферійних каналів, м;  $\lambda_{\text{в}}$  – теплопровідність матеріалу валка,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

Коефіцієнт тепловіддачі від теплоносія до стінки каналу  $(\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}))$

$$\alpha_{\text{тепл}} = \frac{Nu_{\text{тепл}} \lambda_{\text{тепл}}}{d_{\text{тепл}}} .$$

Тоді температура теплоносія становитиме

$$T_{\text{тепл}} = T_{\text{в}} \pm Q_{\text{зовн}} R_{\Sigma} ,$$

$$\text{де } R_{\Sigma} = R_{\text{ст}} + R_{\text{тепл}} = R_{\text{ст}} + (\pi L \alpha_{\text{тепл}} d_{\text{тепл}} n_{\text{тепл}})^{-1} .$$

Тепловий розрахунок виконують для кожного валка. При цьому взяті на початку розрахунку середню температуру теплоносія порівнюють з розрахованою. Якщо попередньо взята й розрахована температури відрізняються більш ніж на 5 %, то розрахунок температури теплоносія повторюють.

Для проектування вальців доцільно виконувати два варіанти параметричного й теплового розрахунку: за максимальної швидкості обертання валків, мінімально можливої фрикції в проміжках і мінімально допустимої початкової температури матеріалу (під час завантаження на вальці). При цьому в першому випадку розрахунок ведуть за мінімальної товщини продукції (мають місце максимальні розпирні зусилля), а в другому – за максимальної (найбільша потужність, що підводиться до валків). Результати розрахунку є вихідними даними для розрахунку елементів вальців на міцність і жорсткість, а також для вибору електродвигуна приводу валків.

Зазначена методика [13, 40, 75, 80, 81] засвідчила свою ефективність під час проектування та промислової експлуатації вальців різних типорозмірів виробництва ПАТ «НВП „Більшовик”», м. Київ (з валками  $\varnothing 550 \times 800$  мм,  $\varnothing 550 \times 1500$  мм,  $\varnothing 660 \times 2100$  мм,  $\varnothing 950 \times 2400$  мм). Вона дає змогу на основі багатоваріантного розрахунку визначати раціональні режими вальцювання матеріалів з використанням полімерів і каучуків.

### 5.1.7. Приклад розрахунку вальців безперервної дії

Нижче наведено приклад розрахунку змішувально-підігрівальних вальців безперервної дії ВП-См-Пд 2100(660/660) лінії для виробництва лінолеуму типу ВКЛ-1800-3 (розробник – ПАТ «НВП „Більшовик”», м. Київ).

#### *Вихідні дані для розрахунку*

Схема завантаження і знімання матеріалу з вальців – завантаження з одного торця валків, знімання з іншого торця

Привод валків – загальний

Валки – з периферійними каналами

Радіус бочки валка, м 0,33

Маса валка, кг 3800

Мінімальна величина міжвалкового проміжку, м 0,008

Відстань між обмежувальними стрілами, м 2,00

Ширина стрічки матеріалу, що знімається з вальців, м 0,10

Швидкість тихохідного валка, м/с 0,50

Фрикція в проміжку 1,07

Температура тихохідного (переднього) валка, °C 150,0

Температура швидкохідного (заднього) валка, °C 155,0

Початкова температура матеріалу, °C 150,0

Максимально допустима температура матеріалу, °C 180,0

Теплоносій – вода

Реологічні властивості матеріалу:

– показник степеня реологічного рівняння 0,218

– температурний коефіцієнт 8,1

– коефіцієнт консистенції, Па·с<sup>n</sup> 135000

– температура визначення коефіцієнта консистенції, °C 150

Теплофізичні властивості матеріалу:

– густина, кг/м<sup>3</sup> 1400

– масова теплоємність, Дж/(кг·K) 1850

– теплопровідність, Вт/(м·K) 0,175

Безрозмірна координата виходу матеріалу з проміжку 0,40

Безрозмірна координата входу матеріалу в проміжок 3,00

#### *Результати параметричного розрахунку вальців*

Швидкість швидкохідного валка, м/с (м/хв) 0,54 (32,10)

Товщина матеріалу на валку

(стрічки матеріалу, що знімається з вальців), м 0,00898

Середня температура матеріалу в проміжку, °C 153,13

Середня температура матеріалу на вході в проміжок, °C 150,00

Розподіл температури на вході, °С:

150,00	150,00	150,00	150,00	150,00	150,00
150,00	150,00	150,00	150,00	150,00	

Розподіл температури під час знімання стрічки з вальців, °С:

150,00	153,93	155,92	156,41	156,21	156,09
156,54	157,07	157,00	155,56	150,95	

Питомі (повні) розпирні зусилля, що діють у проміжку, кН/м (кН) 160 (320)

Питоме (повне) навантаження на тихохідний валок, кН/м (кН) 167 (333)

Питоме (повне) навантаження на швидкохідний валок, кН/м (кН) 167 (333)

Потужність, що підводиться до валків, кВт:

– до переднього валка	38,3
– до заднього валка	35,0

Потужність двигуна в разі к.к.д. 0,679 приводу становить, кВт 108,0

*Результати теплового розрахунку вальців*

Об'ємна витрата теплоносія у валках, м<sup>3</sup>/с:

– у передньому валку	0,296·10 <sup>-2</sup>
– у задньому валку	0,261·10 <sup>-2</sup>

Швидкість теплоносія в периферійних каналах валків, м/с:

– у передньому валку	0,128
– у задньому валку	0,113

Середня температура теплоносія у валках, °С:

– у передньому валку	146,08
– у задньому валку	141,82

Потужність, що підводиться до валків від системи теплозабезпечення, кВт:

– до переднього валка	–23,47
– заднього валка	–20,70

Різниця температур поверхні периферійних каналів і поверхні валків, °С:

– переднього валка	–5,83
– заднього валка	–5,14

## **5.2. Методика параметричного й теплового розрахунку процесу каландрування**

### **5.2.1. Загальні положення**

Метою методики розрахунку процесу каландрування «ступеневого» термопластичного матеріалу є розрахунок енергосилових параметрів процесу, а її основними завданнями є визначення:

- 1) температурного поля каландрованого матеріалу під час його руху від місця завантаження на каландр до місця його зняття з каландра;
- 2) зусиль, що діють на валки;
- 3) потужності, споживаної приводом валків;
- 4) параметрів теплоносія у кожному з валків (температури та об'ємної витрати);
- 5) максимальну швидкість каландрування матеріалу.

### **5.2.2. Алгоритм розрахунків основних параметрів процесу каландрування**

Розрахунок процесу одержання листових, рулонних і плівкових виробів на каландрах, що виготовляються вітчизняною промисловістю (рис. 5.2), полягає в послідовному визначенні таких величин:

- 1) реологічних і теплофізичних властивостей перероблюваного матеріалу, а також теплофізичних властивостей теплоносія й навколишнього середовища;
- 2) колових швидкостей робочих поверхонь валків;
- 3) меж зони деформування матеріалу в кожному з міжвалкових проміжків;
- 4) величин міжвалкових проміжків;
- 5) кутів робочих зон валків, тобто центральних кутів, що обмежують дуги кіл валків, відповідних до зон деформації матеріалу в міжвалкових проміжках, зон охоплення матеріалом валків, а також зон вільної поверхні валків;
- 6) температурного поля матеріалу від місця його завантаження на каландр до місця знімання відформованого виробу з каландра;
- 7) величин зусиль, що діють на валки;
- 8) крутних моментів, що діють на валки, і потужностей, необхідних для забезпечення зазначених крутних моментів;
- 9) складових енергетичного балансу кожного валка й потужності системи теплозабезпечення кожного валка;
- 10) витрати й температури теплоносія в кожному з валків.



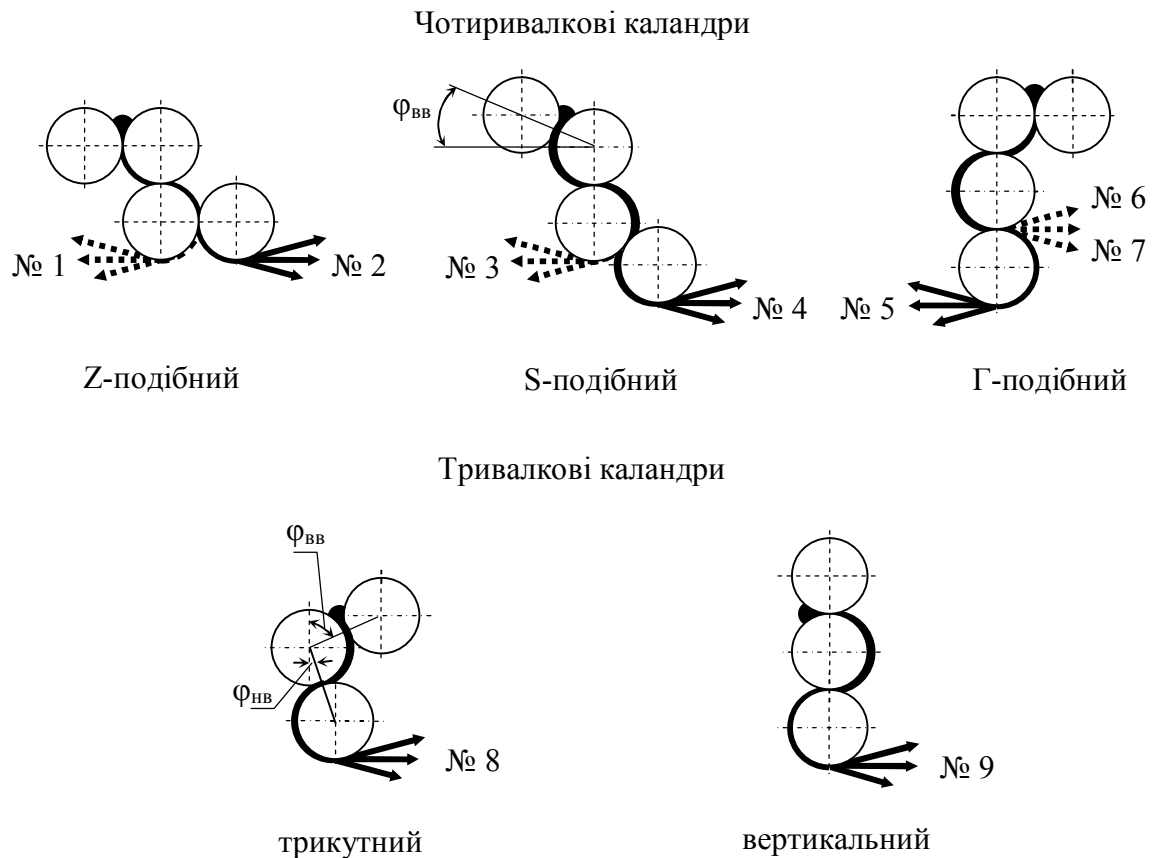


Рис. 5.2. Схеми формування виробів на каландрах  
(№№ 1–9 – схеми знімання виробу з каландра)

### 5.2.3. Визначення реологічних і теплофізичних властивостей матеріалу, теплофізичних властивостей теплоносія й навколишнього середовища

Реологічні властивості перероблюваного матеріалу ( $K_0$ ,  $T_0$ ,  $n$ ,  $\beta$ ) визначають за кривими течії, побудованими для температури й швидкостей зсуву, близьких до температури й швидкостей зсуву матеріалу під час перероблення.

Значення зазначених величин визначають або дослідним шляхом, або за допомогою довідників (для найбільш поширених полімерів значення реологічних властивостей можна знайти з кривих течії [86, 87]).

Оскільки процес каландрування є неізотермічним, то залежності теплофізичних властивостей матеріалу від температури ( $\rho(T)$ ,  $c(T)$  і  $\lambda(T)$  [88]) зручно представляти у вигляді поліномів, коефіцієнти яких розраховують за методом найменших квадратів [89].

У випадку перероблення композиційного матеріалу для розрахунків його реологічних і теплофізичних властивостей потрібно врахувати якісний і кількісний склад композиції [6, 23, 25].

#### 5.2.4. Визначення колових швидкостей робочих поверхонь валків

Колова швидкість робочої поверхні валка, з якого знімають відформований виріб, визначається його швидкістю:

– для схем знімання виробу № 2, 4, 5, 7–9 (див. рис. 5.2)

$$W_m = W_{\text{вир}},$$

– для схем № 1, 3 і 6

$$W_{m-1} = W_{\text{вир}},$$

де  $m$  – кількість валків каландра (при цьому нумерацію валків здійснюють з боку завантажувального проміжку каландра);  $W_{\text{вир}}$  – швидкість виробу, м/с.

Для гарантованого переходу формованого виробу з валка на валок від місця завантаження матеріалу до місця знімання виробу з каландра кожний наступний валок за ходом руху матеріалу обертається зі швидкістю, не меншою від швидкості попереднього валка, і має температуру, що на 3–8 К перевищує температуру робочої поверхні попереднього валка, тобто матеріал зазвичай переходить на більш гарячий і швидкохідний валок з пари валків, що утворюють проміжок. З урахуванням зазначеного, швидкість обертання валка, що утворює калібрувальний проміжок з валком, з якого знімають виріб, визначиться через коефіцієнт фрикції в цьому проміжку:

– для схем № 2, 4, 5, 7–9

$$W_{m-1} = W_m \psi_{m-1};$$

– для схем № 1, 3 і 6

$$W_m = W_{m-1} \psi_{m-1}.$$

Визначення швидкостей валків здійснюється від останнього (за ходом руху формованого виробу) до першого. Тоді швидкість  $i$ -го валка ( $i \neq m-1$  і  $i \neq m$ ) визначають з виразу

$$W_i = W_{i+1} \psi_i.$$

#### 5.2.5. Визначення меж зони деформації матеріалу в міжвалкових проміжках

Межами зони деформації є поверхні валків, а також перерізи міжвалкового проміжку, у яких надлишковий тиск в оброблюваному матеріалі дорівнює нулю. У системі безрозмірних координат  $\xi$  і  $\epsilon$  поверхні валків відповідають координатам  $\epsilon = \pm 1$ , а перерізи, що відповідають початку й кінцю зони деформації, – координатам  $\xi_{\text{п}}$  і  $\xi_{\text{к}}$ .

Координату  $\xi_{\text{к}}$  визначають експериментально. Її значення зазвичай пе-

ребуває в межах  $|\xi_K| = 0,2 \dots 0,4$  [6, 8, 13].

Координата  $\xi_\Pi$  відповідає значенню координати  $\xi$ , за якої виконується рівність [40]

$$\int_{\xi_K}^{\xi} \frac{|A|^n \operatorname{sign}(A) - |B|^n \operatorname{sign}(B)}{1 + \xi^2} d\xi = 0,$$

$$\text{де } A = \left( \frac{1+2n}{n} \right) \frac{(1+\psi)(\xi^2 - \xi_K^2)}{(1+\xi^2)^2} + \frac{1-\psi}{1+\xi^2}, \quad B = - \left( \frac{1+2n}{n} \right) \frac{(1+\psi)(\xi^2 - \xi_K^2)}{(1+\xi^2)^2} + \frac{1-\psi}{1+\xi^2}.$$

Однієї з характеристик міжвалкового проміжку є координата входу матеріалу в проміжок  $\xi_{\text{BX}}$ , що визначає положення вільної поверхні обертового запасу, ширина якого становить

$$2h_{\text{BX } j} = 2h_{\text{min } j} (1 + \xi_{\text{BX } j}^2).$$

Тоді координата  $\xi_{\text{BX}}$  для  $j$ -го проміжку становитиме

$$\xi_{\text{BX } j} = \sqrt{\frac{h_{\text{BX } j}}{h_{\text{min } j}} - 1}.$$

Для гарантованого живлення завантажувального проміжку каландра перероблюваним матеріалом відношення  $(2h_{\text{BX } 1})/(2h_{\text{min } 1})$  забезпечують у межах від 5 до 20, що відповідає значенню координати  $\xi_{\text{BX}}$  від 2,0 до 4,5, а в наступних міжвалкових проміжках перероблення матеріалу зазвичай здійснюють без наявності надлишку матеріалу на вході, тобто за умови  $\xi_{\text{BX}} = \xi_\Pi$ .

#### 5.2.6. Визначення величин міжвалкових проміжків

Після визначення швидкостей валків потрібно розрахувати величини міжвалкових проміжків.

Масова продуктивність каландра становить

$$G_V = L \rho \delta_{\text{вир}} W_{\text{вир}},$$

де  $L$  і  $\delta_{\text{вир}}$  – ширина й товщина виробу, що знімається з каландра, м.

З іншого боку, масова продуктивність визначається масовою витратою матеріалу крізь  $j$ -й міжвалковий проміжок ( $j=1, 2, \dots, m-1$ )

$$G = L \rho \delta_{\text{вир}} W_{\text{ш } j} (1 + \psi_j) h_{\text{min } j} (1 + \xi_K^2),$$

де  $W_{\text{ш } j}$  – швидкість швидкохідного валка з пари валків, що утворюють  $j$ -й міжвалковий проміжок, м/с.

Тоді величина  $j$ -го проміжку складе

$$2h_{\min j} = \frac{2\delta_{\text{вир}} W_{\text{вир}}}{W_{\text{ш } j} (1 + \psi_j) (1 + \xi_{\text{к}}^2)}.$$

Товщину формованого виробу після виходу з  $(j-1)$ -го проміжку можна визначити з формули

$$\delta_j = h_{\min j-1} (1 + \psi_{j-1}) (1 + \xi_{\text{к}}^2).$$

### 5.2.7. Визначення кутів робочих зон валків

Для розрахунку температурного поля матеріалу від місця завантаження матеріалу до місця його знімання з каландра, а також для визначення втрат теплоти з поверхні матеріалу й вільної поверхні валків потрібно знати кути, що відповідають координатам входу матеріалу в проміжок і виходу матеріалу з проміжку, які відраховують від площини, що проходить через поздовжні осі валків.

Позначивши кут, що відповідає координаті входу матеріалу в  $j$ -й міжвалковий проміжок через  $\gamma_{\xi_{\text{вх } j}}$ , а кут, що відповідає координаті виходу з міжвалкового проміжку через  $\gamma_{\xi_{\text{к } j}}$ , можна записати:

$$\gamma_{\xi_{\text{вх } j}} = \arcsin \frac{\xi_{\text{вх } j} \sqrt{2R_{\text{в}} h_{\min j}}}{R_{\text{в}}};$$

$$\gamma_{\xi_{\text{к } j}} = \arcsin \frac{\xi_{\text{к } j} \sqrt{2R_{\text{в}} h_{\min j}}}{R_{\text{в}}}.$$

Центральні кути, що відповідають вільній поверхні  $i$ -го валка  $i = (\overline{1, m})$  і поверхні валка, покритого матеріалом ( $\gamma_{\text{вп } i}$  і  $\gamma_{\text{м } i}$ , відповідно), визначають за нижченаведеними залежностями.

Для Z- і S-подібних каландрів:

$$\begin{aligned} \gamma_{\text{вп1}} &= 2\pi - \gamma_{\xi_{\text{вх1}}} - \gamma_{\xi_{\text{к1}}}; \\ \gamma_{\text{вп2}} &= (1,5\pi - \alpha_{\text{вв}}) - \gamma_{\xi_{\text{вх1}}} - \gamma_{\xi_{\text{к2}}}; \\ \gamma_{\text{вп3}} &= \pi - \gamma_{\xi_{\text{к2}}} - \zeta \\ \gamma_{\text{вп4}} &= 2\pi - \gamma_{\xi_{\text{вх3}}} - \gamma_{\xi_{\text{к3}}} \end{aligned} \left. \vphantom{\begin{aligned} \gamma_{\text{вп1}} \\ \gamma_{\text{вп2}} \\ \gamma_{\text{вп3}} \\ \gamma_{\text{вп4}} \end{aligned}} \right\} \text{схеми № 1 і № 3};$$

$$\begin{aligned} \gamma_{\text{вп3}} &= (1,5\pi - \alpha_{\text{вв}}) - \gamma_{\xi_{\text{вх2}}} - \gamma_{\xi_{\text{к3}}} \\ \gamma_{\text{вп4}} &= (1,5\pi - \alpha_{\text{вв}}) - \gamma_{\xi_{\text{вх3}}} - \zeta \end{aligned} \left. \vphantom{\begin{aligned} \gamma_{\text{вп3}} \\ \gamma_{\text{вп4}} \end{aligned}} \right\} \text{схеми № 2 і № 4};$$

$$\gamma_{\text{м1}} = 0;$$

$$\begin{aligned}
\gamma_{M2} &= (0,5\pi + \alpha_{BB}) - \gamma_{\xi_{K1}} - \gamma_{\xi_{BX2}}; \\
\gamma_{M3} &= \pi - \gamma_{\xi_{K2}} - \gamma_{\xi_{BX3}} - \gamma_{\xi_{K3}} + \zeta \\
\gamma_{M4} &= 0
\end{aligned}
\left. \vphantom{\begin{aligned} \gamma_{M2} \\ \gamma_{M3} \\ \gamma_{M4} \end{aligned}} \right\} \text{схеми № 1 і № 3;}$$

$$\begin{aligned}
\gamma_{M3} &= (0,5\pi + \alpha_{BB}) - \gamma_{\xi_{K2}} - \gamma_{\xi_{BX3}} \\
\gamma_{M4} &= (0,5\pi + \alpha_{BB}) - \gamma_{\xi_{K3}} + \zeta
\end{aligned}
\left. \vphantom{\begin{aligned} \gamma_{M3} \\ \gamma_{M4} \end{aligned}} \right\} \text{схеми № 2 і № 4,}$$

де  $\alpha_{BB}$  – кут нахилу площин, що проходять через осі виносних і сусідніх з ними валків до горизонталі, рад (див. рис. 5.2; для Z-подібного каландра  $\alpha_{BB}=0$ );  $\zeta$  – кут знімання виробу з каландра відносно горизонталі, рад (нагору від горизонталі – зі знаком «+», униз – зі знаком «-»).

Для Г-подібного каландра:

$$\begin{aligned}
\gamma_{ВП1} &= 2\pi - \gamma_{\xi_{BX1}} - \gamma_{\xi_{K1}}; \\
\gamma_{ВП2} &= 1,5\pi - \gamma_{\xi_{BX1}} - \gamma_{\xi_{K2}}; \\
\gamma_{ВП3} &= \pi - \gamma_{\xi_{BX2}} - \gamma_{\xi_{K3}} \\
\gamma_{ВП4} &= \pi - \gamma_{\xi_{BX3}} - \zeta
\end{aligned}
\left. \vphantom{\begin{aligned} \gamma_{ВП1} \\ \gamma_{ВП2} \\ \gamma_{ВП3} \\ \gamma_{ВП4} \end{aligned}} \right\} \text{схема № 5;}$$

$$\begin{aligned}
\gamma_{ВП3} &= \pi - \gamma_{\xi_{BX2}} - \zeta \\
\gamma_{ВП4} &= 2\pi - \gamma_{\xi_{BX3}} - \gamma_{\xi_{K3}}
\end{aligned}
\left. \vphantom{\begin{aligned} \gamma_{ВП3} \\ \gamma_{ВП4} \end{aligned}} \right\} \text{схема № 6;}$$

$$\begin{aligned}
\gamma_{ВП3} &= \pi - \gamma_{\xi_{BX2}} - \gamma_{\xi_{K3}} \\
\gamma_{ВП4} &= 2\pi - \gamma_{\xi_{BX3}} - \zeta
\end{aligned}
\left. \vphantom{\begin{aligned} \gamma_{ВП3} \\ \gamma_{ВП4} \end{aligned}} \right\} \text{схема № 7;}$$

$$\begin{aligned}
\gamma_{M1} &= 0; \\
\gamma_{M2} &= 0,5\pi - \gamma_{\xi_{K1}} - \gamma_{\xi_{BX2}}; \\
\gamma_{M3} &= \pi - \gamma_{\xi_{K2}} - \gamma_{\xi_{BX3}} \\
\gamma_{M4} &= \pi - \gamma_{\xi_{K3}} + \zeta
\end{aligned}
\left. \vphantom{\begin{aligned} \gamma_{M1} \\ \gamma_{M2} \\ \gamma_{M3} \\ \gamma_{M4} \end{aligned}} \right\} \text{схема № 5;}$$

$$\begin{aligned}
\gamma_{M3} &= \pi - \gamma_{\xi_{K2}} - \gamma_{\xi_{BX3}} - \gamma_{\xi_{K3}} + \zeta \\
\gamma_{M4} &= 0
\end{aligned}
\left. \vphantom{\begin{aligned} \gamma_{M3} \\ \gamma_{M4} \end{aligned}} \right\} \text{схема № 6;}$$

$$\begin{aligned}
\gamma_{M3} &= \pi - \gamma_{\xi_{K2}} - \gamma_{\xi_{BX3}} \\
\gamma_{M4} &= \zeta - \gamma_{\xi_{K3}} \text{ за умови } \zeta > \gamma_{\xi_{K3}} \\
\gamma_{M4} &= 0 \text{ за умови } \zeta \leq \gamma_{\xi_{K3}}
\end{aligned}
\left. \vphantom{\begin{aligned} \gamma_{M3} \\ \gamma_{M4} \\ \gamma_{M4} \end{aligned}} \right\} \text{схема № 7.}$$

Для тривалкового трикутного каландра:

$$\gamma_{ВП1} = 2\pi - \gamma_{\xi_{BX1}} - \gamma_{\xi_{K1}};$$

$$\gamma_{\text{ВП2}} = \pi + \alpha_{\text{ВВ}} + \alpha_{\text{НВ}} - \gamma_{\xi_{\text{ВХ1}}} - \gamma_{\xi_{\text{К2}}};$$

$$\gamma_{\text{ВП3}} = \pi + \alpha_{\text{НВ}} - \gamma_{\xi_{\text{ВХ2}}} - \zeta;$$

$$\gamma_{\text{М1}} = 0;$$

$$\gamma_{\text{М2}} = \pi - \alpha_{\text{ВВ}} - \alpha_{\text{НВ}} - \gamma_{\xi_{\text{К1}}} - \gamma_{\xi_{\text{ВХ2}}};$$

$$\gamma_{\text{М3}} = \pi - \alpha_{\text{НВ}} - \gamma_{\xi_{\text{К2}}} + \zeta,$$

де  $\alpha_{\text{ВВ}}$  і  $\alpha_{\text{НВ}}$  – кути нахилу площин, що проходять через осі верхнього виносного й середнього, а також нижнього виносного й середнього валків до вертикалі, рад (див. рис. 5.2).

Для тривалкового вертикального каландра:

$$\gamma_{\text{ВП1}} = 2\pi - \gamma_{\xi_{\text{ВХ1}}} - \gamma_{\xi_{\text{К1}}};$$

$$\gamma_{\text{ВП2}} = \pi - \gamma_{\xi_{\text{ВХ1}}} - \gamma_{\xi_{\text{К2}}};$$

$$\gamma_{\text{ВП3}} = \pi - \gamma_{\xi_{\text{ВХ2}}} - \zeta;$$

$$\gamma_{\text{М1}} = 0;$$

$$\gamma_{\text{М2}} = \pi - \gamma_{\xi_{\text{К1}}} - \gamma_{\xi_{\text{ВХ2}}};$$

$$\gamma_{\text{М3}} = \pi - \gamma_{\xi_{\text{К2}}} - \zeta.$$

Кути  $\gamma_{\text{М}i}$  потрібні для розрахунку температурного поля матеріалу, а кути  $\gamma_{\text{ВП}i}$  і  $\gamma_{\text{М}i}$  – для теплового розрахунку каландра.

### 5.2.8. Визначення температури матеріалу

Температурне поле матеріалу під час його руху в даному міжвалковому проміжку визначають розв'язком рівняння

$$\left[ \frac{\rho c W_{\text{ш}}}{\sqrt{R_{\text{в}} h_{\text{мін}}}} \left( 1 - \frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{4(1+\xi^2)} (1 - \varepsilon^2) - \frac{(1-\psi)(1-\varepsilon)}{2} \right) \right] \frac{\partial T}{\partial \xi} =$$

$$= \left( \frac{\lambda}{h_{\text{мін}}^2 (1+\xi^2)^2} \right) \frac{\partial^2 T}{\partial \varepsilon^2} + K \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2h_{\text{мін}}} \right)^{n+1} \left| \frac{3(1+\psi)(\xi - \xi_{\text{к}}^2)}{(1+\xi^2)^2} \varepsilon + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right|^{n+1}$$

з урахуванням початкового і граничних умов (див. п. 3.1.1), а температурне поле матеріалу під час його руху на валку – розв'язанням рівняння

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial r} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\lambda}{r} \frac{\partial T}{\partial r}$$

з урахуванням відповідних початкової і граничних умов (див. п. 3.8).

Початковою умовою визначення температурного поля в завантажувальному міжвалковому проміжку є температура матеріалу, що надходить на каландр, а початковою умовою визначення температурного поля на кожному з

ділянок руху матеріалу на валках каландра – кінцевий розподіл температури на попередній ділянці.

Математичні моделі, що описують температурне поле матеріалу під час його каландрування являють собою крайові задачі з рівняннями в частинних похідних параболічного типу. Розв’язання таких завдань рекомендується здійснювати методом скінченних різниць [6, 8, 26].

### 5.2.9. Визначення зусиль, що діють на валки

Зусилля, що діють на валки в процесі каландрування, є результатом дії ваги валків, а також розпірних зусиль і сил тертя, які діють на валки з боку матеріалу, що деформується в міжвалкових проміжках, утворених даним і сусідніми з ним валками.

Розпірні зусилля, що діють на валки, які утворюють даний міжвалковий проміжок, становлять

$$F = KLR_B \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2h_{\text{min}}} \right)^n \int_{\xi_K}^{\xi_{\Pi}} \int_{\xi_K}^{\xi} \frac{|A|^n \text{sign}(A) - |B|^n \text{sign}(B)}{1 + \xi^2} d\xi d\xi = 0,$$

де  $W_{\text{ш}}$  – лінійна швидкість швидкохідного валка з пари валків, що утворюють даний міжвалковий проміжок, м/с.

Вектор розпірного зусилля  $\mathbf{F}$  прикладений до поверхні валка в його діаметральному перерізі в точці, координату  $\xi_{\text{цт } F}$  якої визначають положенням центра мас площі  $S$ , обмеженої віссю координати  $\xi$  і кривою тиску  $p = f(\xi)$  у міжвалковому проміжку

$$\xi_{\text{цт } F} = \frac{\int_{\xi_K}^{\xi_{\Pi}} \xi dS}{\int_{\xi_K}^{\xi_{\Pi}} p d\xi},$$

де тиск  $p$  у даному міжвалковому проміжку визначають за залежністю

$$p = \frac{KW_{\text{ш}}^n \sqrt{2R_B h_{\text{min}}}}{(2h_{\text{min}})^{n+1}} \int_{\xi_K}^{\xi} \frac{|A|^n \text{sign}(A) - |B|^n \text{sign}(B)}{1 + \xi^2} d\xi.$$

Кут  $\beta_F$  (рад) між вектором розпірного зусилля  $\mathbf{F}$  і площиною, що проходить через осі валків (тобто віссю  $y$ ), становить

$$\beta_F = \arcsin \frac{\xi_{\text{цт } F} \sqrt{2R_B h_{\text{min}}}}{R_B}.$$

Тоді величини складової розпірного зусилля  $F_y$ , що лежить у площині, яка проходить через осі валків, а також нормальної до неї складової  $F_x$  (тобто спрямованих уздовж координатних осей  $x$  і  $y$ , відповідно) дорівнюють:

$$F_x = F \cos \beta_F; \quad F_y = F \sin \beta_F = F \frac{\xi_{\text{цт} F} \sqrt{2R_B h_{\min}}}{R_B}.$$

При цьому складова  $F_x$  спрямована в бік виходу матеріалу з даного міжвалкового проміжку.

Як засвідчують розрахунки, величина складової  $F_y$  досягає 99 % і більше за величину загального розпірного зусилля (при цьому складова  $F_x$  досягає до 4 % величини  $F$ ), тому для попередніх розрахунків каландра можна брати, що  $F_y = F$ .

З боку матеріалу, що деформується в міжвалковому проміжку, крім тиску на робочу поверхню валків також діють дотичні напруження, результатом дії яких є сили, які прикладені до робочих поверхонь валків і чинять момент опору їх обертанню. Величини цих сил для швидкохідного й тихохідного валків, що утворюють даний міжвалковий проміжок, становлять:

$$P_{\text{ш}} = KL \sqrt{2R_B h_{\min}} \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2h_{\min}} \right)^n \int_{\xi_K}^{\xi_{\text{BX}}} |A|^n \text{sign}(A) d\xi;$$

$$P_{\text{т}} = -KL \sqrt{2R_B h_{\min}} \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2h_{\min}} \right)^n \int_{\xi_K}^{\xi_{\text{BX}}} |B|^n \text{sign}(B) d\xi.$$

При цьому як і розпірні зусилля  $F$ , зазначені сили  $P_{\text{ш}}$  і  $P_{\text{т}}$  потрібно розраховувати для кожного міжвалкового проміжку окремо.

Точку прикладання результуючої сили  $P_{\text{ш(т)}}$  до поверхні валка в його діаметральному перерізі визначають положенням центра ваги площі, обмеженої віссю координати  $\xi$  і кривою дотичних напружень  $\tau_{xy\text{ш}} = f(\xi)$  (або  $\tau_{xy\text{т}} = f(\xi)$ ):

$$\tau_{xy\text{ш}} = K \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2h_{\min}} \right)^n |A|^n \text{sign}(A); \quad \tau_{xy\text{т}} = K \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2h_{\min}} \right)^n |B|^n \text{sign}(B).$$

Методика визначення координати  $\xi_{\text{цт} P}$  центра ваги площі під кривою розподілу дотичних напружень для швидкохідного й тихохідного валків аналогічна методиці визначення координати  $\xi_{\text{цт} F}$ . Значення кута  $\beta_P$  (рад) між вектором дії зусилля  $P$  і віссю  $x$  (окремо для швидкохідного й тихохідного валків) визначають за формулою

$$\beta_P = \arcsin \frac{\xi_{\text{цт} P} \sqrt{2R_B h_{\min}}}{R_B}.$$

Тоді величина складової  $P_x$  зусилля  $P$ , що лежить у площині, яка проходить через осі валків, визначається залежністю



$$P_x = P_{\xi_{\text{шт}P}} \frac{\sqrt{2R_B h_{\min}}}{R_B},$$

а величина складової  $P_y$ , перпендикулярної  $P_x$ , складе

$$P_y = P \cos \beta_P.$$

Кожну дотичну до валка силу  $P_{\text{шт}(T)}$ , що діє з боку деформованого в даному міжвалковому проміжку матеріалу, замінюють статично еквівалентною системою сил: силою  $P_{\text{шт}(T)}$ , прикладеною до осі валка, і моментом  $M_{\text{шт}(T)} = P_{\text{шт}(T)} R_B$ .

Крутні моменти, які потрібні безпосередньо для деформування оброблюваного матеріалу й діють на швидкохідний і тихохідний валки даного міжвалкового проміжку, розраховують за залежностями:

$$M_{\text{ш}} = KLR_B \sqrt{2R_B h_{\min}} \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2h_{\min}} \right)^n \int_{\xi_K}^{\xi_{\text{BX}}} |A|^n \text{sign}(A) d\xi;$$

$$M_T = -KLR_B \sqrt{2R_B h_{\min}} \left( \frac{W_{\text{ш}}}{2h_{\min}} \right)^n \int_{\xi_K}^{\xi_{\text{BX}}} |B|^n \text{sign}(B) d\xi.$$

Вектор сумарного зусилля  $F_{B\bar{i}\Sigma}$ , що діє на  $i$ -й валок ( $i = \overline{1, m}$ ), визначають як суму векторів сили ваги валка  $G_{B\bar{i}}$ , розпирних зусиль  $F_j$  і сил тертя  $P_{\text{шт}(T)\bar{i}}$ , які діють з боку матеріалу, що деформується в утворених даним валком міжвалкових  $j$  проміжках ( $j = \overline{1, m-1}$ ) (рис. 5.3).

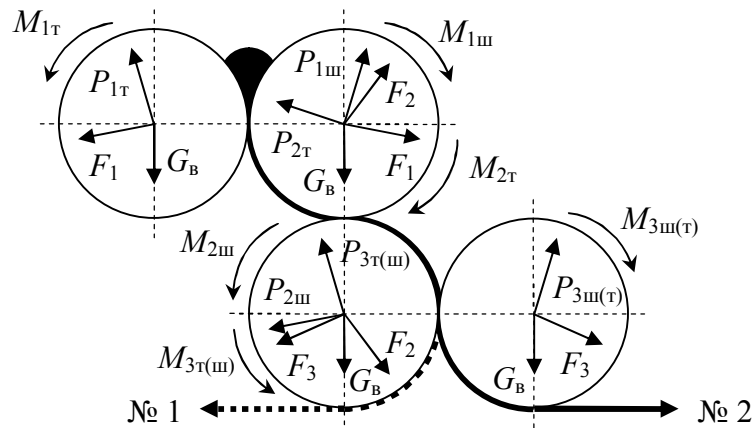


Рис. 5.3. Схема дії зусиль на валки Z-подібного каландра

Величини зусиль, що діють на валки каландрів, зображених на рис. 5.2, визначаються нижче наведеними залежностями.

Для Z- і S-подібних чотиривалкових каландрів:

$$F_{B1\Sigma} = \left[ \left( F_1 \sin(\alpha_{BB} - \beta_{F_1}) - G_B + P_{1T} \cos(\alpha_{BB} - \beta_{P_{1T}}) \right)^2 + \left( F_1 \cos(\alpha_{BB} - \beta_{F_1}) - P_{1T} \sin(\alpha_{BB} - \beta_{P_{1T}}) \right)^2 \right]^{0,5};$$

$$F_{B2\Sigma} = \left[ \left( F_2 \cos \beta_{F_2} + P_{2T} \sin \beta_{P_{2T}} + P_{1Ш} \sin(\alpha_{BB} + \beta_{P_{1Ш}}) - G_B - F_1 \sin(\alpha_{BB} + \beta_{F_1}) \right)^2 + \left( F_2 \sin \beta_{F_2} - P_{2T} \cos \beta_{P_{2T}} + P_{1Ш} \cos(\alpha_{BB} + \beta_{P_{1Ш}}) + F_1 \cos(\alpha_{BB} + \beta_{F_1}) \right)^2 \right]^{0,5};$$

– для схем 1 і 3 знімання виробу (див. рис. 5.2):

$$F_{B3\Sigma} = \left[ \left( F_3 \sin(\alpha_{BB} - \beta_{F_3}) + P_{3T} \cos(\alpha_{BB} - \beta_{P_{3T}}) - G_B - F_2 \cos \beta_{F_2} - P_{2Ш} \sin \beta_{P_{2Ш}} \right)^2 + \left( F_3 \cos(\alpha_{BB} - \beta_{F_3}) - P_{3T} \sin(\alpha_{BB} - \beta_{P_{3T}}) + P_{2Ш} \cos \beta_{P_{2Ш}} - F_2 \sin \beta_{F_2} \right)^2 \right]^{0,5};$$

$$F_{B4\Sigma} = \left[ \left( P_{3Ш} \cos(\alpha_{BB} + \beta_{P_{3Ш}}) - G_B - F_3 \sin(\alpha_{BB} + \beta_{F_3}) \right)^2 + \left( P_{3Ш} \sin(\alpha_{BB} + \beta_{P_{3Ш}}) + F_3 \cos(\alpha_{BB} + \beta_{F_3}) \right)^2 \right]^{0,5};$$

– для схем 2 і 4 знімання виробу (див. рис. 5.2):

$$F_{B3\Sigma} = \left[ \left( F_3 \sin(\alpha_{BB} - \beta_{F_3}) + P_{3Ш} \cos(\alpha_{BB} - \beta_{P_{3Ш}}) - G_B - F_2 \cos \beta_{F_2} - P_{2Ш} \sin \beta_{P_{2Ш}} \right)^2 + \left( F_3 \cos(\alpha_{BB} - \beta_{F_3}) - P_{3Ш} \sin(\alpha_{BB} - \beta_{P_{3Ш}}) + P_{2Ш} \cos \beta_{P_{2Ш}} - F_2 \sin \beta_{F_2} \right)^2 \right]^{0,5};$$

$$F_{B4\Sigma} = \left[ \left( P_{3T} \cos(\alpha_{BB} + \beta_{P_{3T}}) - G_B - F_3 \sin(\alpha_{BB} + \beta_{F_3}) \right)^2 + \left( P_{3T} \sin(\alpha_{BB} + \beta_{P_{3T}}) + F_3 \cos(\alpha_{BB} + \beta_{F_3}) \right)^2 \right]^{0,5}.$$

Для Г-подібного чотиривалкового каландра:

$$F_{B1\Sigma} = \left[ \left( F_1 \sin \beta_{F_1} + G_B - P_{1T} \cos \beta_{P_{1T}} \right)^2 + \left( F_1 \cos \beta_{F_1} - P_{1T} \sin \beta_{P_{1T}} \right)^2 \right]^{0,5};$$

$$F_{B2\Sigma} = \left[ \left( F_1 \sin \beta_{F_1} + G_B - F_2 \cos \beta_{F_2} - P_{1Ш} \cos \beta_{P_{1Ш}} - P_{2T} \sin \beta_{P_{2T}} \right)^2 + \left( F_1 \cos \beta_{F_1} + F_2 \sin \beta_{F_2} + P_{1Ш} \sin \beta_{P_{1Ш}} - P_{2T} \cos \beta_{P_{2T}} \right)^2 \right]^{0,5};$$

– для схем 5 і 7 знімання виробу (див. рис. 5.2):

$$F_{B3\Sigma} = \left[ \left( F_2 \cos \beta_{F_2} + G_B + P_{2Ш} \sin \beta_{P_{2Ш}} - F_3 \cos \beta_{F_3} - P_{3T} \sin \beta_{P_{3T}} \right)^2 + \left( F_2 \sin \beta_{F_2} - P_{2Ш} \cos \beta_{P_{2Ш}} - F_3 \sin \beta_{F_3} + P_{3T} \cos \beta_{P_{3T}} \right)^2 \right]^{0,5};$$

$$F_{B4\Sigma} = \left[ \left( F_3 \cos \beta_{F_3} + G_B + P_{3Ш} \sin \beta_{P_{3Ш}} \right)^2 + \left( F_3 \sin \beta_{F_3} - P_{3Ш} \cos \beta_{P_{3Ш}} \right)^2 \right]^{0,5};$$

– для схеми 8 знімання виробу (див. рис. 5.2):

$$F_{B3\Sigma} = \left[ \left( F_2 \cos \beta_{F_2} + G_B + P_{2ш} \sin \beta_{P_{2ш}} - F_3 \cos \beta_{F_3} - P_{3ш} \sin \beta_{P_{3ш}} \right)^2 + \right. \\ \left. + \left( F_2 \sin \beta_{F_2} - P_{2ш} \cos \beta_{P_{2ш}} - F_3 \sin \beta_{F_3} + P_{3ш} \cos \beta_{P_{3ш}} \right)^2 \right]^{0,5};$$

$$F_{B4\Sigma} = \left[ \left( F_3 \cos \beta_{F_3} + G_B + P_{3т} \sin \beta_{P_{3т}} \right)^2 + \left( F_3 \sin \beta_{F_3} - P_{3т} \cos \beta_{P_{3т}} \right)^2 \right]^{0,5}.$$

Для тривалкового трикутного каландра:

$$F_{B1\Sigma} = \left[ \left( F_1 \cos(\alpha_B + \beta_{F_1}) - G_B + P_{1т} \cos(\alpha_B + \beta_{P_{1т}}) \right)^2 + \right. \\ \left. + \left( F_1 \sin(\alpha_B + \beta_{F_1}) - P_{1т} \sin(\alpha_B + \beta_{P_{1т}}) \right)^2 \right]^{0,5};$$

$$F_{B2\Sigma} = \left[ \left( F_1 \cos(\alpha_B - \beta_{F_1}) + G_B - F_2 \cos(\alpha_H + \beta_{F_2}) - P_{1ш} \sin(\alpha_B - \beta_{P_{1ш}}) - P_{2т} \cos(\alpha_H - \beta_{P_{2т}}) \right)^2 + \right. \\ \left. + \left( F_1 \sin(\alpha_B - \beta_{F_1}) + F_2 \sin(\alpha_H + \beta_{F_2}) + P_{1ш} \cos(\alpha_B - \beta_{P_{1ш}}) - P_{2т} \sin(\alpha_H - \beta_{P_{2т}}) \right)^2 \right]^{0,5};$$

$$F_{B3\Sigma} = \left[ \left( F_2 \cos(\alpha_H - \beta_{F_2}) + G_B - P_{2б} \cos(\alpha_H + \beta_{P_{2б}}) \right)^2 + \right. \\ \left. + \left( F_2 \sin(\alpha_H - \beta_{F_2}) + P_{2ш} \sin(\alpha_H + \beta_{P_{2ш}}) \right)^2 \right]^{0,5};$$

Для трикутного вертикального каландра:

$$F_{B1\Sigma} = \left[ \left( G_B - F_1 \cos \beta_{F_1} - P_{1т} \sin \beta_{P_{1т}} \right)^2 + \left( F_1 \sin \beta_{F_1} - P_{1т} \cos \beta_{P_{1т}} \right)^2 \right]^{0,5};$$

$$F_{B2\Sigma} = \left[ \left( F_1 \cos \beta_{F_1} + G_B + P_{1ш} \sin \beta_{P_{1ш}} - P_{2т} \sin \beta_{P_{2т}} - F_2 \cos \beta_{F_2} \right)^2 + \right. \\ \left. + \left( F_1 \sin \beta_{F_1} - P_{1ш} \cos \beta_{P_{1ш}} + P_{2т} \cos \beta_{P_{2т}} - F_2 \sin \beta_{F_2} \right)^2 \right]^{0,5};$$

$$F_{B3\Sigma} = \left[ \left( F_2 \cos \beta_{F_2} + G_B + P_{2ш} \cos \beta_{P_{2ш}} \right)^2 + \left( P_{2ш} \sin \beta_{P_{2ш}} - F_2 \sin \beta_{F_2} \right)^2 \right]^{0,5}.$$

Питоме навантаження, що діє на  $i$ -й валок, визначають з виразу

$$q_{i\Sigma} = \frac{F_{Bi\Sigma}}{L}.$$

Знання зазначених зусиль на стадії проектування обладнання дасть змогу не лише розрахувати елементи каландра на міцність і жорсткість, але й правильно визначити величину бомбіровки валків калібрувального міжвалкового проміжку, величину противигину або перехрещування валків каландра, що, в кінцевому підсумку, забезпечить випуск високоякісної продукції.

## 5.2.10. Визначення потужності приводу валків

Крутні моменти, прикладені з боку універсальних шпинделів приводу каландра до швидкохідного й тихохідного валків, які утворюють даний міжвалковий проміжок, можна визначити за формулою

$$M_{\text{ш(т)}\Sigma} = M_{\text{ш(т)}} + 2M_{\text{підш}},$$

де  $M_{\text{підш}}$  – момент тертя в підшипнику валка (Н·м)

$$M_{\text{підш}} = d_{\text{цв}} (5000cd_{\text{цв}} + 2,55f_0F_{\text{ш(т)}\Sigma}),$$

де  $c, f_0$  – коефіцієнти (для радіальних сферичних дворядних роликотпідшипників, широко застосовуваних у валках валкових машин,  $c = 0,15$ ;  $f_0 = 0,002$  [44]).

Тоді сумарний крутний момент на  $i$ -му валку становитиме

$$M_{i\Sigma} = \sum_j M_{\text{ш(т)}j} + 2M_{\text{підш}},$$

де  $j$  – номери міжвалкових проміжків, утворених даним і сусідніми з ним валками.

Потужність групового приводу валків каландра, к.к.д. якого дорівнює  $\eta_{\text{пр}}$ , визначають за формулою

$$N_{\Sigma} = \frac{1}{\eta_{\text{пр}}} \sum_{i=1}^m N_{i\Sigma},$$

де потужність, що витрачається з боку відповідного валка на деформування матеріалу, складе

$$N_{i\Sigma} = M_{i\Sigma} \omega_i = M_{i\Sigma} \frac{W_i}{R_{\text{в}}},$$

де  $W_i$  – колова швидкість  $i$ -го валка, м/с.

К.к.д. групового приводу валків визначають за формулою

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5^2,$$

де  $\eta_1 = 0.99$  – к.к.д. електродвигуна;  $\eta_2 = 0.99$  – к.к.д. втулковопальцевої муфти;  $\eta_3 = 0.90$  – к.к.д. блок-редуктора;  $\eta_4 = 0.99$  – к.к.д. зубчастої муфти;  $\eta_5 = 0.90$  – к.к.д. універсального шпинделя.

За умови індивідуального приводу кожного валка потужність їх приводних електродвигунів становитиме

$$N_i = \frac{M_{i\Sigma} \omega_i}{\eta_{\text{пр в}}} = \frac{M_{i\Sigma} W_i}{\eta_{\text{пр в}} R_{\text{в}}},$$

де  $\eta_{\text{пр в}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5$  – к.к.д. приводу окремого валка.

На підставі виконаного розрахунку загальної потужності здійснюють вибір електродвигуна приводу валків.

### 5.2.11. Тепловий розрахунок валків

Рівняння теплоенергетичного балансу кожного з валків каландра має вигляд (усі складового балансу віднесені до часу контакту матеріалу з розглянутим валком)

$$\Delta Q_M \pm Q_{\text{зовн}} + Q_{\text{дис}} - Q_{\text{вт}} = 0,$$

де  $\Delta Q_M$  – зміна ентальпії матеріалу в результаті проходження ним даного валка, Вт;  $Q_{\text{зовн}}$  – теплова енергія, яку потрібно підвести до валка (знак «+») або відвести від нього (знак «–») під час каландрування (зовнішнє джерело теплозабезпечення валка), Вт;  $Q_{\text{дис}}$  – енергія дисипації, отримана матеріалом у результаті необоротної деформації зсуву в міжвалкових проміжках, утворених даним валком і сусідніми з ним валками, Вт;  $Q_{\text{пот}}$  – теплові втрати в навколишнє середовище, Вт.

Дисипативна складова енергетичного балансу окремого валка визначається виразом

$$Q_{\text{дис}} = \sum_{s=1}^k Q_{\text{дис } s},$$

де  $Q_{\text{дис } j}$  – потужність дисипації, яка забезпечується даним валком в  $s$ -му проміжку (з  $k$  проміжків, утворених даним і сусідніми з ним валками) і визначається залежностями:

$$\begin{aligned} Q_{\text{дис ш}} &= \frac{KL\sqrt{2R_{\text{в}}h_{\text{мін}}}}{h_{\text{мін}}^n} \left(\frac{W_{\text{ш}}}{2}\right)^{n+1} \left(\frac{1+2n}{n}\right)^n \frac{(n+2)}{3^{n+1}} \times \\ &\times \int_{\xi_{\text{к}}}^{\xi_{\text{вх}}} \int_0^1 \left| \frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1+\xi^2)^2} \varepsilon + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right|^{n+1} (1+\xi^2) d\varepsilon d\xi, \\ Q_{\text{дис т}} &= \frac{KL\sqrt{2R_{\text{в}}h_{\text{мін}}}}{h_{\text{мін}}^n} \left(\frac{W_{\text{ш}}}{2}\right)^{n+1} \left(\frac{1+2n}{n}\right)^n \frac{(n+2)}{3^{n+1}} \times \\ &\times \int_{\xi_{\text{к}}}^{\xi_{\text{вх}}} \int_{-1}^0 \left| \frac{3(1+\psi)(\xi^2 - \xi_{\text{к}}^2)}{(1+\xi^2)^2} \varepsilon + \frac{1-\psi}{1+\xi^2} \right|^{n+1} (1+\xi^2) d\varepsilon d\xi. \end{aligned}$$

Величина  $\Delta Q_M$  може бути визначена як

$$\Delta Q_M = G \sum_l c(T_{\text{к}} - T_{\text{п}})_l + \sum_s c G_{\text{ш(т)}}(T_{\text{к}} - T_{\text{п}})_s,$$

де  $T_{\text{к}}$  і  $T_{\text{п}}$  – кінцева й початкова температура матеріалу під час проходження ним на даному валку  $l$ -ї ділянки, розташованої поза міжвалкових проміжків, а також  $s$ -го міжвалкового проміжку, утвореного даним і сусідніми з ним вал-

ками (при цьому температури  $T_k$  і  $T_n$  визначаються як середні по відповідних перерізах половини міжвалкового проміжку з боку даного валка), К;  $G_{ш(т)}$  – масова продуктивність, яка забезпечується даним валком і дорівнює масовій витраті матеріалу крізь половину  $s$ -го проміжку з боку даного валка (при цьому варто розрізняти продуктивність, забезпечувану швидкохідним і тихохідним валками), кг/с:

$$G_{Vш} = \frac{(3 + \psi)}{4} G_V; \quad G_{Vт} = \frac{(3\psi + 1)}{4} G_V.$$

Теплові втрати відповідного валка, а також параметри теплоносія в ньому визначають відповідно до методики параметричного й теплового розрахунку вальців для переробки пластмас і гумових сумішей (див. п. 5.1).

Зазначена методика [13, 40, 75] підтвердила свою ефективність під час проектування і промислової експлуатації три- і чотиривалкових каландрів різного призначення виробництва ПАТ «НВП „Більшовик”», м. Київ (з валками  $\varnothing 550 \times 1500$  мм,  $\varnothing 610 \times 1800$  мм,  $\varnothing 710 \times 1800$  мм,  $\varnothing 950 \times 2800$  мм). Вона дає змогу на основі багатоваріантного розрахунку визначити раціональні режими каландрування термопластичних матеріалів.

### 5.2.12. Приклад розрахунку чотиривалкового каландра

Нижче наведено приклад розрахунку чотиривалкового каландра КП4-710-1800 з Z-подібним розташуванням валків лінії для виробництва лінолеуму типу ВКЛ-1800-3 (розробник – ПАТ «НВП „Більшовик”», м. Київ).

*Вихідні дані для розрахунку*

Привод валків – індивідуальний

Радіус бочки валка, м 0,355

Маса валка, кг 5500

Товщина готового полотна, м 0,002

Ширина готового полотна, м 1,80

Швидкість знімання полотна з каландра, м/с 0,50

Знімання полотна здійснюється з 4-го валка під кутом  $30^\circ$  до горизонталі

Фрикція в 1-му проміжку 1,20

Фрикція в 2-му проміжку 1,10

Фрикція в 3-му проміжку 1,00

Температура 1-го валка,  $^\circ\text{C}$  150,0

Температура 2-го валка,  $^\circ\text{C}$  155,0

Температура 3-го валка,  $^\circ\text{C}$  160,0

Температура 4-го валка,  $^\circ\text{C}$  165,0

Початкова температура матеріалу,  $^\circ\text{C}$  150,0

Максимально допустима температура матеріалу,  $^\circ\text{C}$  180,0

Теплоносій – вода

Реологічні властивості матеріалу:	
– показник степеня реологічного рівняння	0,218
– температурний коефіцієнт	8,1
– коефіцієнт консистенції, Па·с <sup>n</sup>	135000
– температура визначення коефіцієнта консистенції, °C	150

Теплофізичні властивості матеріалу:	
– густина, кг/м <sup>3</sup>	1400
– масова теплоємність, Дж/(кг·K)	1850
– теплопровідність, Вт/(м·K)	0,175

Безрозмірна координата виходу матеріалу з проміжку 0,40

Безрозмірні координати входу матеріалу в проміжки:	
– у 1-й проміжок	2,50
– у 2-й проміжок	2,00
– у 3-й проміжок	2,00

### *Результати параметричного розрахунку каландра*

Лінійні швидкості робочих поверхонь валків, м/с (м/хв):	
– швидкість 1-го валка	0,38 (22,73)
– швидкість 2-го валка	0,45 (27,27)
– швидкість 3-го валка	0,50 (30,00)
– швидкість 4-го валка	0,50 (30,00)

Величини міжвалкових проміжків, м:	
– 1-го	0,00206
– 2-го	0,00180
– 3-го	0,00172

Середня температура матеріалу на вході у проміжки, °C:	
– у 1-й	150,00
– у 2-й	151,44
– у 3-й	153,88

Середня температура матеріалу на виході з проміжків, °C:	
– з 1-го	151,58
– з 2-го	153,74
– з 3-го	156,34

Середня температура матеріалу в проміжках, °C:	
– у 1-му	151,22
– у 2-му	153,34
– у 3-му	155,95

Розподіл температури на вході в 1-й проміжок, °C:	
150,00    150,00    150,00    150,00    150,00	150,00
150,00    150,00    150,00    150,00    150,00	

Розподіл температури на виході з 1-го проміжку, °C:	
150,00    152,17    151,85    151,28    150,67	150,46
150,80    151,26    151,66    152,25    155,00	

Розподіл температури на вході в 2-й проміжок, °С:					
155,00	153,49	152,33	151,58	151,13	150,95
150,97	151,06	150,90	150,10	148,29	
Розподіл температури на виході з 2-го проміжку, °С:					
155,00	155,68	154,29	152,97	151,85	151,27
151,72	152,38	152,73	153,23	160,00	
Розподіл температури на вході в 3-й проміжок, °С:					
160,00	156,83	154,50	153,10	152,41	152,25
152,51	153,02	153,40	153,11	151,60	
Розподіл температури на виході з 3-го проміжку, °С:					
160,00	158,91	156,43	154,53	153,16	152,43
153,22	154,34	155,27	156,51	165,00	
Розподіл температури під час знімання полотна з каландра, °С:					
165,00	161,30	158,26	156,13	154,88	154,39
154,50	154,94	155,28	154,95	153,40	
Розпірні зусилля, що діють у проміжках:					
– питомі (повні) у 1-му проміжку (кН/м (кН))					227 (409)
– питомі (повні) у 2-му проміжку (кН/м (кН))					233 (419)
– питомі (повні) у 3-му проміжку (кН/м (кН))					226 (406)
Питоме (повне) навантаження на валок, кН/м, (кН):					
– 1-й валок					230 (414)
– 2-й валок					318 (572)
– 3-й валок					347 (625)
– 4-й валок					228 (410)
Потужність, що підводиться до валків, кВт:					
– до 1-го валка					16,4
– до 2-го валка					30,4
– до 3-го валка					21,8
– до 4-го валка					10,4
Потужність двигунів за умови к.к.д. 0,770 приводу, кВт:					
– 1-го валка					21,3
– 2-го валка					39,5
– 3-го валка					28,3
– 4-го валка					13,5
<i>Результати теплового розрахунку каландра</i>					
Об'ємна витрата теплоносія у валках каландра, м <sup>3</sup> /с:					
– у 1-му валку					0,121·10 <sup>-2</sup>
– у 2-му валку					0,235·10 <sup>-2</sup>
– у 3-му валку					0,337·10 <sup>-2</sup>
– у 4-му валку					0,315·10 <sup>-2</sup>



Швидкість теплоносія в периферійних каналах валків, м/с:

– 1-го валка	0,052
– 2-го валка	0,102
– 3-го валка	0,146
– 4-го валка	0,137

Середня температура теплоносія в каналах валків, °С:

– 1-го валка	158,06
– 2-го валка	168,19
– 3-го валка	177,69
– 4-го валка	181,86

Потужність, що підводиться до валків від системи теплозабезпечення, кВт:

– до 1-го валка	9,56
– до 2-го валка	18,46
– до 3-го валка	26,38
– до 4-го валка	24,68

Різниця температур поверхні периферійних каналів і поверхні валків, °С:

– 1-го валка	+5,09
– 2-го валка	+9,82
– 3-го валка	+14,04
– 4-го валка	+13,13

### **5.3. Методика розрахунку процесу перероблення пластмас і гумових сумішей на валковій машині із застосуванням клинового пристрою**

Комплексне розв'язання питання перероблення термопластичного матеріалу на валковій машині з використанням клинових пристроїв надасть можливість правильно розраховувати температуру матеріалу, потужність, споживану в клиновому й міжвалковому проміжках, а також величину розпірних зусиль, що діють на валки і клини з боку кожного клинового й міжвалкового проміжків. У зв'язку з цим потрібно проаналізувати такі можливі варіанти взаємного розташування клинового й міжвалкового проміжків (див. рис. 3.13):

1) Зони деформації клинового й міжвалкового проміжків не перетинаються й не стикаються, а між зонами є ділянка вільного руху матеріалу на валку. Надлишковий тиск у клиновому проміжку змінюється від нуля до максимального й знову падає до нуля у вершині клина, дорівнює нулю під час руху між проміжками, а потім знову зростає від нуля до максимуму в міжвалковому проміжку й падає до нуля на виході із проміжку.

2) Зони деформації клинового й міжвалкового проміжків стикаються. При цьому кінець зони деформації клинового проміжку, у якому надлишковий тиск відсутній, збігається з відповідною координатою початку зони деформації міжвалкового проміжку. Протягом усього процесу перероблення ТпМ контактує з робочими органами валкової машини. Надлишковий тиск у матеріалі змінюється від нуля до нуля, проходячи при цьому через два (в обох проміжках) максимуми.

3) Зони деформації клинового й міжвалкового проміжків перетинаються. При цьому кінець зони деформації клинового проміжку розташовано в межах зони деформації міжвалкового проміжку (див. рис. 3.13).

Тиск у матеріалі змінюється від нуля до максимального, потім до граничного значення в клиновому проміжку й від цієї величини до максимального й знову до нуля в міжвалковому проміжку. Залежно від глибини занурення вершини клина в зону деформації міжвалковому проміжку змінюються сумарні розпірні зусилля, що діють на валки й клин, величина зони деформації міжвалкового проміжку, а також споживана валками потужність, що впливає на температурне поле матеріалу та його якість. Вирішення зазначених питань велими важливо для підвищення продуктивності валкових машин і випуску високоякісної продукції.

На підставі теоретичного та експериментального дослідження течії розплаву перероблюваного матеріалу в міжвалковому і клиновому проміжках розроблено методику визначення основних параметрів валкових машин з використанням клинового обладнання.

Пропонована методика дає можливість визначити [90, 91]:

- температурне поле матеріалу протягом усього процесу перероблення;
- зусилля, що діють на валки й клин;
- крутні моменти, що діють на валки машини, і потужності, необхідні для забезпечення зазначених крутних моментів;
- параметри системи теплопостачання валків і кличу;
- максимальні припустимі швидкості переробки, забезпечувані обладнанням з погляду забезпечення потрібного температурного режиму перероблення.

Вихідними даними для розрахунку є параметри, необхідні для визначення енергосилових характеристик процесу каландрування [40], а також величина клинового проміжку у верші клина  $h_k$ , кут між клином і валком  $\alpha$ , положення вершини клина  $x_{\text{вкл}}$  у системі координат «валок – валок», температура робочої поверхні клина  $T_{\text{кл}}$  і наявність системи теплозабезпечення його робочої поверхні.

Після визначення реологічних і теплофізичних властивостей матеріалу в робочому інтервалі температур процесу перероблення, теплофізичних властивостей теплоносія й навколишнього повітря, колових швидкостей валків, а також величин міжвалкових проміжків потрібно визначити межі зон деформації матеріалу в міжвалкових [40] і клиновому (клинових – за наявності декількох клинових пристроїв) проміжках.

Координату початку зони деформації міжвалкового проміжку, розташованого безпосередньо після клинового проміжку, визначають заздалегідь [40]. Потім розраховують безрозмірну координату  $x$  положення вершини клина в системі координат «валок – валок»:

$$\xi_{\text{вкл}} = \frac{x_{\text{вк}}}{\sqrt{2R_{\text{в}} h_{\text{мін}}}}.$$

Якщо координата  $\xi_{\text{вк}}$  не менше від величини  $\xi_{\text{п}}$  початку зони деформації відповідного міжвалкового проміжку, то вершина клина розташовується поза зоною деформації міжвалкового проміжку, тобто зони деформації клинового й міжвалкового проміжків не перетинаються. У цьому випадку попередньо визначену координату початку зони деформації міжвалкового проміжку беруть як координату  $\xi_{\text{п}}$  цього проміжку.

Координату  $\xi_{\text{к}}$  кінця зони деформації клинового проміжку визначають з виразу

$$p = \frac{KW_{\text{в}}^n \text{ctg} \alpha (1+n)^n (1+2n)^n}{n^n h_{\text{п}}^{2n}} \int_0^{\xi} |h_{\text{п}}(1-\xi) - 2\delta|^n \text{sign}[h_{\text{п}}(1-\xi) - 2\delta] \frac{1}{(1-\xi)^{2n+1}} d\xi \quad (5.5)$$

з урахуванням того, що за умови  $\xi = \xi_{\text{п}}$  і  $\xi = \xi_{\text{к}}$  надлишковий тиск у клиновому проміжку дорівнює нулю.

У випадку якщо значення координати вершини клина  $\xi_{\text{вкл}}$  менше від координати міжвалкового проміжку  $\xi_{\text{п}}$  у системі координат «валок – валок», то вершина клина розташовується в межах зони деформації міжвалкового проміжку, тобто зони клинового й міжвалкового проміжків перетинаються. При цьому величина тиску, що розвивається в міжвалковому проміжку, визначиться інтегруванням виразу (3.29) до відповідної поздовжньої координати  $x$ .

Координата  $\xi_{\text{к}}$  кінця зони деформації клинового проміжку в системі координат «клин – валок» визначається із залежності (5.5) з урахуванням того, що при  $\xi = \xi_{\text{к}}$  тиск у клиновому проміжку (у вершині клина) відповідає тиску, що розвивається в міжвалковому проміжку при  $\xi = \xi_{\text{п}}$  у системі координат «валок – валок».

Для розрахунку температурного поля матеріалу, перероблюваного на валковій машині, а також для визначення втрат теплоти з поверхні матеріалу й вільних поверхонь валків і клина необхідно знати кути, що відповідають координатам входу матеріалу в проміжки й виходу з них і відлічувані від площини, що проходить через поздовжні осі валків, які утворюють відповідний проміжок. Залежності для визначення робочих зон валків, що не взаємодіють з клином, наведено в праці [40]. Для валка, що взаємодіє з клином, величини кутів залежать від взаємного розташування міжвалкового й клинового проміжків. У випадку, коли між вершиною клина й наступним за клином міжвалковим проміжком є ділянка контакту матеріалу з навколишнім середовищем, кут, що відповідає поверхні валка, вкритої матеріалом, визначається із залежності [40] і зменшується на величину, що відповідає клиновому проміжку  $\gamma_{\text{кл}} = x_{\text{к}}/R_{\text{в}}$ . В іншому випадку кут, що відповідає шляху течії матеріалу в клиновому  $\gamma_{\text{клз}}$  і міжвалковому  $\gamma_{\text{мз}}$  проміжках, визначиться за залежністю

$$\gamma_3 = \gamma_{\text{клз}} + \gamma_{\text{мз}}.$$

Температурне поле ТпМ під час його руху від завантажувального проміжку до місця зняття виробу з машини визначається відповідно до методики [40] з урахуванням того, що на ділянці течії ТпМ у клиновому проміжку температурне поле матеріалу визначається розв'язком рівняння

$$\left[ 1 - \eta - \eta \left( 1 - \eta^{\frac{1}{n}} \right) (1 + 2n) \left( 1 - \frac{2\delta}{h_{\text{п}}(1 - \xi)} \right) \right] \frac{\partial T}{\partial \xi} = \frac{\lambda \operatorname{ctg} \alpha}{\rho c h_{\text{п}} W_{\text{в}} (1 - \xi)^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \varepsilon^2} +$$

$$+ \frac{K W_{\text{в}}^n \operatorname{ctg} \alpha}{\rho c h_{\text{п}}^n (1 - \xi)^{n+1}} \left| -1 - (1 + 2n) \left( 1 - \frac{2\delta}{h_{\text{п}}(1 - \xi)} \right) \right| \left( 1 - \frac{1+n}{n} \varepsilon^{\frac{1}{n}} \right)^{n+1}. \quad (5.6)$$

Рівняння (5.6) розв'язують з урахуванням початкового й граничних умов:  $T_{\Pi} = T(y)$ ;  $T_{\varepsilon=0} = T_{\text{в}}$ ;  $T_{\varepsilon=1} = T_{\text{кп}}$ , де  $T_{\text{в}}$  – температура валка, К;  $T_{\text{кп}}$  – температура клина, К.

Вираз (5.6) є квазілінійним диференціальним рівнянням параболічного типу, яке розв'язують одним із числових методів, наприклад, скінченних різниць [8].

Після визначення температурного поля й середніх температур матеріалу, у робочих проміжках машини знаходять зусилля, що діють на валки й клин. Зусилля, які діють на валки, що не взаємодіють з клином, визначають згідно з методикою [40].

Розпірні зусилля, що діють на клин і відповідний валок, визначаються залежністю

$$F_{\text{кл}} = \frac{LKW_{\text{в}}^n \operatorname{ctg}^2 \alpha (1+n)^n (1+2n)^n}{n^n h_{\Pi}^{2n-1}} \times \\ \times \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi_{\text{к}}} \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi} |h_{\Pi}(1-\xi) - 2\delta| \operatorname{sign}[h_{\Pi}(1-\xi) - 2\delta] \frac{1}{(1-\xi)^{2n+1}} d\xi d\xi,$$

де  $L_{\text{кл}}$  – довжина клина, м.

Розпірні зусилля діють по нормалі до робочих поверхонь клина й валка, а точки їх прикладення визначають координатою  $\xi_{\text{цт}}$  центру ваги площі під кривою тиску клинового проміжку (відповідну методику докладно розглянуто в праці [40]).

Визначення сил, що є результатом дії дотичних напружень на робочих поверхнях клина  $P_{\text{кл}}$  і валка  $P_{\text{в}}$ , аналогічне визначенню зусиль, що діють на валки під час перероблення без використання клинових пристроїв. Зазначені сили можна визначити за залежностями:

$$P_{\text{кл}} = \frac{LKW_{\text{в}}^n \operatorname{ctg} \alpha}{h_{\Pi}^{n-1}} \times \\ \times \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi_{\text{к}}} \left| -1 - (1+2n) \left( 1 - \frac{2\delta}{h_{\Pi}(1-\xi)} \right) \right|^n \operatorname{sign} \left( -1 - (1+2n) \left( 1 - \frac{2\delta}{h_{\Pi}(1-\xi)} \right) \right) \frac{1}{(1-\xi)^n} d\xi ; \\ P_{\text{в}} = \frac{LKW_{\text{в}}^n \operatorname{ctg} \alpha}{h_{\Pi}^{n-1}} \times \\ \times \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi_{\text{к}}} \left| -1 + \left( \frac{1+2n}{n} \right) \left( 1 - \frac{2\delta}{h_{\Pi}(1-\xi)} \right) \right|^n \operatorname{sign} \left( -1 + \left( \frac{1+2n}{n} \right) \left( 1 - \frac{2\delta}{h_{\Pi}(1-\xi)} \right) \right) \frac{1}{(1-\xi)^n} d\xi .$$

Вектор сумарних зусиль, що діють на валок (клин), визначають як суму векторів ваги валка (клина), векторів розпирних зусиль і сил тертя, що діють з боку матеріалу, що деформується в робочих проміжках.

Крутні моменти, що діють на валки, які не взаємодіють з клином, визначають за методикою [40], а крутні моменти, що діють з боку матеріалу на клин і валок, визначають із залежностей:

$$M_{\text{кл}} = P_{\text{кл}} R_{\text{кл}}; \quad M_{\text{в}} = P_{\text{в}} R_{\text{в}}.$$

Загальний крутний момент, що діє на валок, який взаємодіє з клином, визначають як суму моментів, що діють на нього під час деформування матеріалу у всіх робочих проміжках, утворених даним валком.

Потужність, затрачувану на деформування матеріалу в клиновому проміжку, визначають добутком крутного моменту на кутову швидкість обертання валка. Потужність приводу валків розраховується за залежностями, наведеними в праці [40].

Для визначення енергосилових параметрів процесу в разі розташування клина в завантажувальному проміжку каландра потрібно керуватися рекомендаціями, наведеними в п. 3.6.2.7.

Кількість теплоти  $Q_{\text{зовн}}$ , яку потрібно підвести до валка, що не утворює клинового проміжку, або відвести від нього в процесі перероблення, визначають за методикою [40].

Для валка і клина, що утворюють клиновий проміжок, рівняння енергетичного балансу визначається з умови наявності або відсутності системи теплозабезпечення клина.

У випадку наявності в клина системи теплозабезпечення кількість теплоти  $Q_{\text{м}}$ , затрачувану на зміну ентальпії матеріалу під час його контакту з валком, визначиться виразом

$$Q_{\text{мв}} = \sum_i Gc(T_{\text{ки}} - T_{\text{пи}}) + \sum_j G_{\text{в}}c(T_{\text{кж}} - T_{\text{пж}}) + \frac{3Gc}{4}(T_{\text{ккв}} - T_{\text{пкв}}),$$

де  $i$  – кількість ділянок валка, вкритих матеріалом і розташованих поза проміжками;  $j$  – кількість міжвалкових проміжків, утворених даним валком.

Відповідно для клина

$$Q_{\text{мкл}} = \frac{G_{\text{м}}c}{4}(T_{\text{ккк}} - T_{\text{пкк}}).$$

Тут  $T_{\text{ккв}}$ ,  $T_{\text{пкв}}$ ,  $T_{\text{ккк}}$ ,  $T_{\text{пкк}}$  – відповідно кінцеві й початкові температури матеріалу при проходженні ним клинового проміжку з боку валка й клина (вони визначаються як середні за відповідними перерізами клинового проміжку з боку валка або клина);  $3G_{\text{м}}/4$  – масова витрата матеріалу, яка забезпечується в клиновому проміжку валком і яка дорівнює витраті матеріалу крізь половину

клинового проміжку з боку валка, кг/с;  $G_M/4$  – масова витрата матеріалу, забезпечувана клином, кг/с. За відсутності в клина системи теплозабезпечення кількість теплоти  $Q_{MB}$  для валка визначиться виразом

$$Q_{MB} = \sum_i Gc(T_{ki} - T_{pi}) + \sum_j G_B c(T_{kj} - T_{pj}) + Gc(T_K - T_{\Pi}),$$

де  $T_K$  і  $T_{\Pi}$  – температури матеріалу на виході з клинового проміжку й на вході в нього, К.

Енергія дисипації, забезпечувана клином і відповідним валком, визначається залежностями

$$Q_{\text{дис кл}} = \frac{L K W_B^{n+1} \text{ctg} \alpha}{h_{\Pi}^{n-1}} \times$$

$$\times \int_{0,5}^1 \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi_K} \left| -1 - (1 + 2n) \left( 1 - \frac{2\delta}{h_{\Pi}(1-\xi)} \right) \left( 1 - \left( \frac{1+n}{n} \right) \varepsilon^{\frac{1}{n}} \right) \right|^{n+1} \frac{1}{(1-\xi)^n} d\xi d\varepsilon;$$

$$Q_{\text{дис кл}} = \frac{L K W_B^{n+1} \text{ctg} \alpha}{h_{\Pi}^{n-1}} \times$$

$$\times \int_0^{0,5} \int_{\xi_{\Pi}}^{\xi_K} \left| -1 - (1 + 2n) \left( 1 - \frac{2\delta}{h_{\Pi}(1-\xi)} \right) \left( 1 - \left( \frac{1+n}{n} \right) \varepsilon^{\frac{1}{n}} \right) \right|^{n+1} \frac{1}{(1-\xi)^n} d\xi d\varepsilon.$$

Визначивши теплове навантаження  $Q_{\text{зовн}}$  валків (і клина за наявності в нього системи теплозабезпечення), визначають швидкість і температуру теплоносія, що циркулює у валках (і клині). Методику визначення зазначених параметрів докладно розглянуто в працях [8, 40].

Зазначену методику було використано для проектування на заводі «Більшовик» (м. Київ) клинового пристрою (індекс 989002) для універсального тривалкового каландра  $3 \times 500 \times 1250$  (індекс 503078), призначеного для перероблення гумових сумішей.

*Вихідні дані для розрахунку*

Перероблюваний матеріал – гума шинного виробництва.

Реологічні властивості гуми:

– коефіцієнт консистенції, Па·с <sup>n</sup>	80000
– температура визначення коефіцієнта консистенції, °С	80
– показник степеня реологічного рівняння	0,21
– температурний коефіцієнт	8,1

Теплофізичні властивості гуми:

– масова теплоємність, Дж/(кг·К)	1850
– густина, кг/м <sup>3</sup>	1400
– теплопровідність, Вт/(м·К)	0,175

Відстань між обмежувальними стрілами вальців, м	1,1
Колова швидкість поверхні валка, що утворює клиновий проміжок, м/с	0,7
Товщина гумового полотна на виході з міжвалкового проміжку, м	0,001...0,004
Кут клиновидності проміжку, ...°	4...10
Висота клинового проміжку на початку зони деформації, м	0,01...0,03
Температура робочої поверхні валка, °С	80
Температура робочої поверхні клина, °С	50
Початкова температура гуми, °С	70
Максимально допустима температура гуми, °С	105.

На підставі багатоваріантного розрахунку процесу каландрування було встановлено, що максимальна довжина дуги зони деформації клинового збіжного проміжку не перевищує 0,2 м, максимальне розпірне зусилля в клиновому проміжку – 37 т, максимальна потужність, споживана в клиновому проміжку, – 40 кВт (рис. 5.4), а локальна температура перероблюваного матеріалу в зоні деформації – максимально допустимого значення.

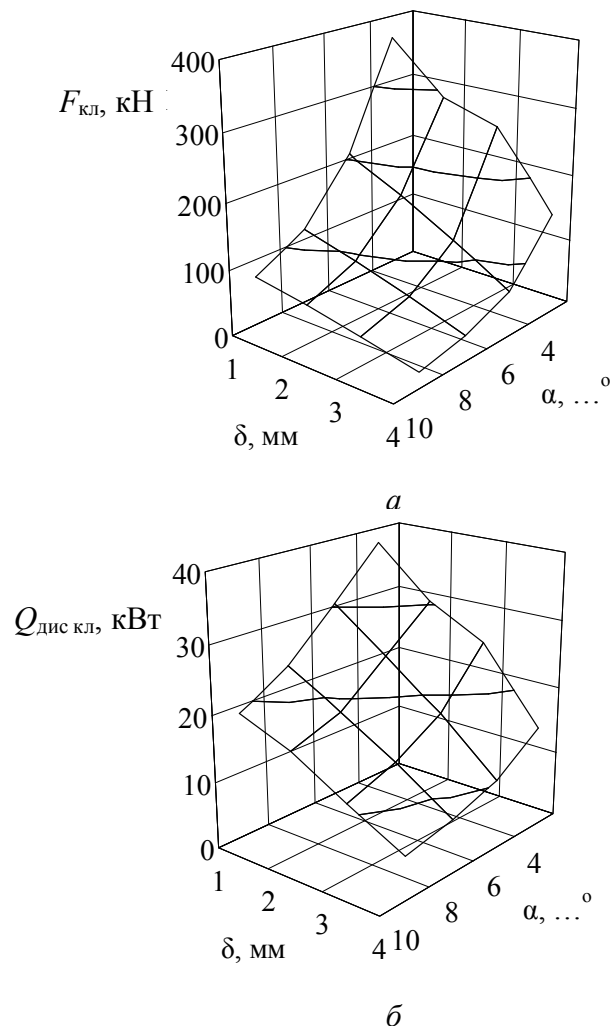


Рис. 5.4. Залежність розпірних зусиль (а) і потужності дисипації (б) у клиновому проміжку від кута клиновидності й товщини полотна матеріалу на виході з міжвалкового проміжку



Аналіз результатів числового моделювання процесу перероблення ТпМ у клиновому збіжному проміжку дав можливість зробити такі рекомендації для забезпечення раціональних режимів процесу каландрування з використанням клинового пристрою:

1. Температура валка, що утворює клиновий проміжок, має бути на 5–15 К вища за температуру робочої поверхні клина й температуру валка, з яким валок, що розглядається, утворює міжвалковий проміжок, розташований після клинового проміжку.

2. Швидкість валка, що утворює клиновий проміжок, для запобігання термодеструкції перероблюваного матеріалу не повинна перевищувати 0,60–0,65 м/с.

3. Кут клинового збіжного проміжку має бути в межах 4–13°, що пояснюється необхідністю створення достатньої циркуляційної зони й запобігання утворенню застійних зон перероблюваного матеріалу в клиновому проміжку.

4. Мінімальна величина клинового проміжку (величина клинового проміжку у вершині клина) має бути в межах 2,01–2,36 величини міжвалкового проміжку. За значення мінімальної величини клинового проміжку менше від 2,01 величини міжвалкового проміжку значно збільшується зона активного деформування матеріалу в клиновому проміжку, що призводить до збільшення розпірних зусиль і можливості термодеструкції перероблюваного матеріалу, а за значення більшого за 2,36 величини міжвалкового проміжку використання клинового пристрою стає нераціональним унаслідок значно зменшення зони активного деформування матеріалу в клиновому проміжку.

5. Глибина занурення клина в міжвалковий проміжок має відповідати величині безрозмірної координати  $\xi$  у системі «валок – валок», що дорівнює 1,0–1,5. За більшого занурення клина (зменшення значення координати  $\xi$  менше від 1,0) стає неефективною дія міжвалкового проміжку, а за більшого вилучення вершини клина з міжвалкового проміжку (збільшення значення координати  $\xi$  понад 1,5) спостерігається режим нестійкого живлення перероблюваним матеріалом міжвалкового проміжку.

## 6. УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ВАЛКОВОГО, ЗМІШУВАЛЬНОГО ТА ОХОЛОДЖУВАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

### 6.1. Удосконалення конструкцій валкового обладнання

Як уже було зазначено, однією з умов одержання високоякісної продукції на валкових машинах є забезпечення рівномірного температурного поля на робочій поверхні кожного валка. При цьому найбільше ефективними є валки з периферійними каналами (див. п. 1.3).

У валках діаметром 710 мм і більше для забезпечення рівномірної температури на їхній робочій поверхні часто реалізують зустрічний рух теплоносія в сусідніх периферійних каналах, кожний з яких сполучено з центральним отвором [11].

Унаслідок інтенсивних теплових втрат з торцевих ділянок бочки валка, що обумовлено наявністю відкритих поверхонь заплечиків бочки, а також вільної від перероблюваного матеріалу поверхонь бочки валка (поблизу обмежувальних стріл), температура зазначених ділянок порівняно із середньою частиною бочки трохи знижується.

Похили канали для входу й виходу теплоносія в периферійні канали, а також виконані поблизу торців сполучні ділянки сусідніх периферійних каналів кожної з їхніх секцій [92–95] забезпечують більш інтенсивний обігрів торців бочок валка й мінімальний перепад температури уздовж його робочої поверхні.

Для компенсації зниження температури поверхні валка поблизу торців його бочки пропонуються й інші технічні рішення. Так, запропоновано периферійні канали виконувати не паралельно поздовжній осі валка, а під кутом до неї, тобто перехресними з поздовжньою віссю валка [96] (рис. 6.1).

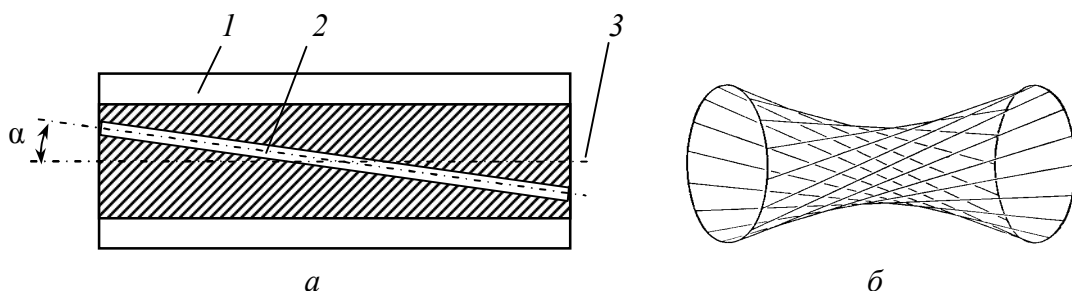


Рис. 6.1. Конструкції валка з периферійними каналами, розташованими під кутом  $\alpha$  до його поздовжньої осі (а.с. СРСР № 1426808 [96]): *а* – розріз бочки валка по одному з периферійних каналів; *б* – схема розташування периферійних каналів у просторі; 1 – бочка валка; 2 – периферійний канал; 3 – поздовжня вісь валка

У цьому разі сукупність периферійних каналів у просторі утворює не циліндр, а однополий гіперболоїд, при цьому відстань (а значить і термічний опір) від робочої поверхні до відповідного периферійного каналу по його краях буде меншою, ніж по центру, у результаті чого температурне поле вздовж бочки валка трохи вирівнюється. Недолік такої конструкції – більш складне виготовлення периферійних каналів порівняно з каналами, що мають паралельні осі.

Аналогічне завдання вирішено і у валку [97], у якому кожний з периферійних каналів виконано з двох похилих ділянок: вхідної й вихідної, які сполучено між собою, при цьому точка перетину зазначених ділянок зміщено до осі валка. Рівномірне температурне поле на робочій поверхні валка забезпечується формою й розташуванням периферійних каналів (оскільки менший термічний опір біля торців валка компенсує більш інтенсивні теплові втрати і відповідне зниження температури). У найприйнятнішому прикладі виконання валка зазначену точку перетину зміщено до входу периферійного каналу, що сприяє створенню вирівнюванню температури на робочій поверхні валка. Під час послідовного руху нагрітого теплоносія крізь вхідну й вихідну ділянки кожного периферійного каналу він поступово охолоджується.

Для збільшення поверхні тепловіддачі периферійних каналів з боку робочої поверхні валка може бути виконано поздовжні пази [98], що підвищують величину теплового потоку від теплоносія до валка (рис. 6.2). При цьому поверхня кожного периферійного каналу з боку центрального каналу має теплоізоляційний покрив, який зменшує частку теплового потоку, спрямованого в напрямку центрального каналу валка. Зазначений покрив може бути виготовлений, наприклад, з політетрафторетилену (колишня назва «фторопласт-4»), який за температури експлуатації від мінус 260 до 260 °С має теплопровідність 0,20...0,23 Вт/(м·К).

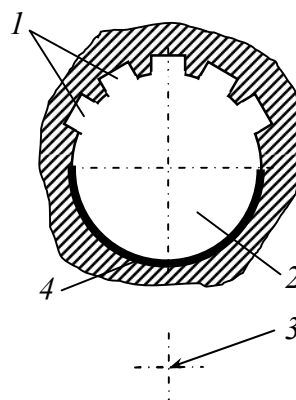


Рис. 6.2. Поперечний переріз периферійного каналу (пат. України № 57848 U [98]):  
1 – поздовжні пази; 2 – периферійний канал; 3 – поздовжня вісь валка;  
4 – теплоізоляційний покрив

Подібне технічне рішення стосується валків з центральною порожниною, у яких поздовжні пази виконано на її кінцевих ділянках, що збільшує поверхню тепловіддачі на зазначених ділянках, а отже частково компенсує більш інтенсивні теплові втрати з них у навколишнє середовище і вирівнює температурне поле вздовж бочки валка [99] (рис. 6.3). При цьому поздовжні пази можуть сходитися нанівець у бік центру порожнини валка, що також сприятиме більш рівномірному температурному полю.

Одними з пристроїв, що забезпечують заданий режим руху теплоносія на кінцевих ділянках периферійних каналів, є різноманітні турбулізатори, які закріплюють зазвичай на торцевих нарізних пробках і виконані, наприклад, у вигляді подвійного конуса або спіральної конічної пружини (рис. 6.4).

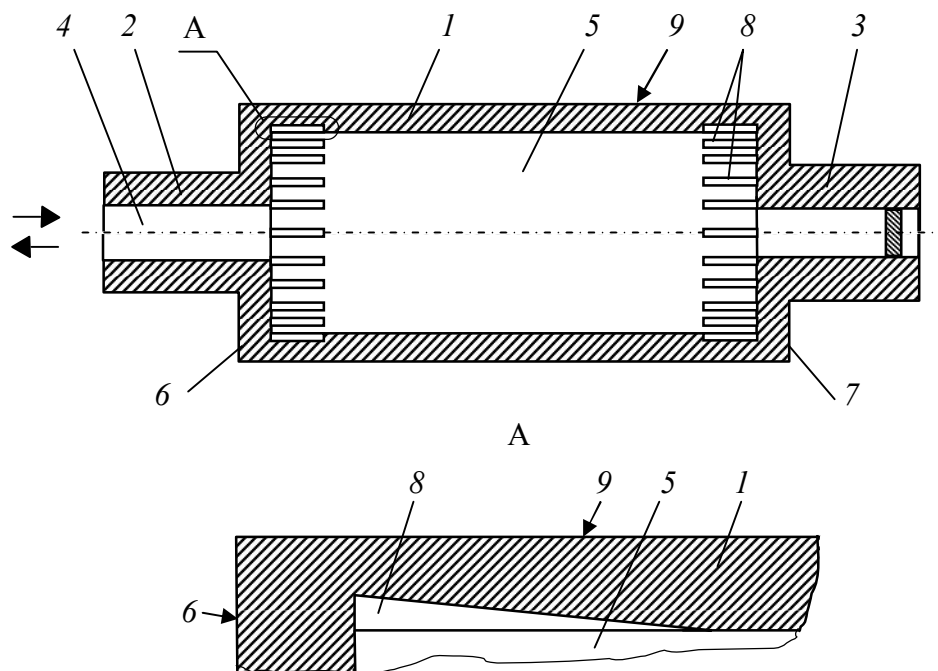


Рис. 6.3. Поперечний переріз периферійного каналу (пат. України № 78651 U [99]):

1 – бочка валка; 2, 3 – цапфи; 4 – центральний канал; 5 – порожнина бочки; 6, 7 – торці бочки; 8 – пази; 9 – робоча поверхня бочки

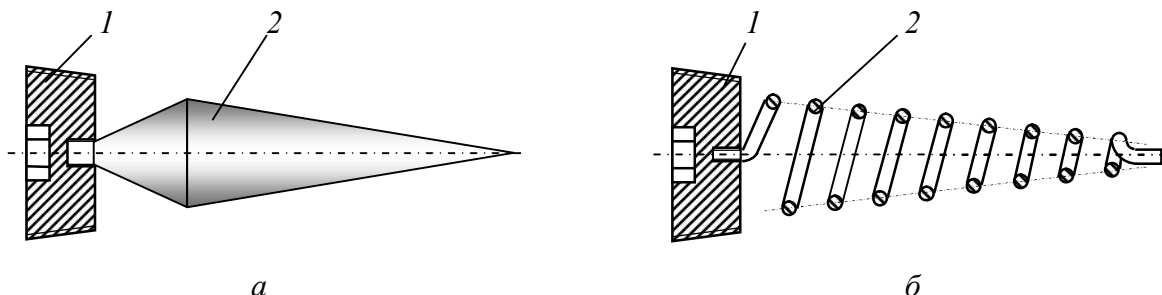


Рис. 6.4. Конструкції торцевих нарізних заглушок периферійних каналів:

а – у вигляді подвійного конуса [100]; б – у вигляді спіральної конічної пружини (пат. України № 18299 U [101]); 1 – торцева нарізна пробка; 2 – турбулізатор

У патенті [102] описано турбулізатор, виконаний у вигляді пластини, у якій можна регулювати ступінь її закручення за допомогою нарізного стрижня, що проходить крізь торцеву нарізну пробку. Істотними недоліками цієї конструкції є складність виготовлення валка, а також необхідність ущільнення з'єднання «нарізний стрижень – пробка».

Також запропоновано конструкції, що трохи знижують гідравлічний опір валків: на кінцевих ділянках периферійних каналів у місцях різкої зміни напрямку руху теплоносія (з похилих каналів у периферійні й навпаки) встановлюються спеціальні обтічники (рис. 6.5).

Так, відповідно до патенту [103] пробка містить конічний корпус із зовнішньою різьбою, з поглибленнями під ключ на більшій основі й співвісної насадкою на меншій основі, при цьому насадку виконано у вигляді циліндра, діаметр якого відповідає діаметру периферійного каналу, із западиною на зовнішній торцевій поверхні (див. рис. 6.5,а).

У кінцевих ділянках периферійних каналів валка [104] виконано розточки, в уступ кожної з яких упирається пружна зігнута пластинка, середня частина якої при цьому підтискається відповідною пробкою (див. рис. 6.5,б).

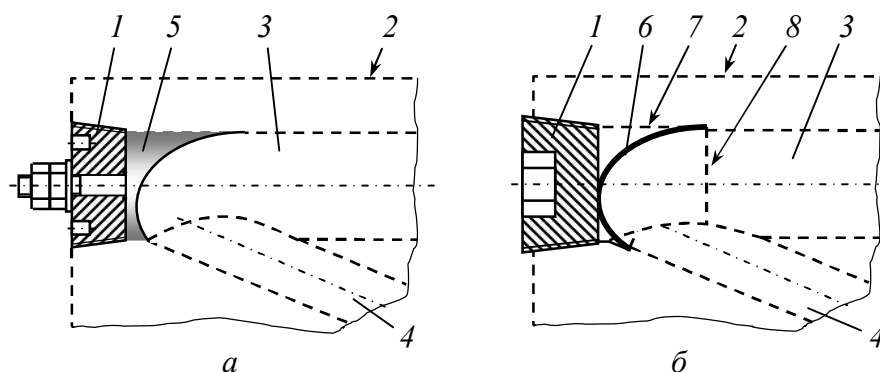


Рис. 6.5. Конструкції обтічників, що знижують гідравлічний опір валків: а – згідно з пат. України № 27697 У [103]; б – згідно з пат. України № 43734 У [104]; 1 – торцева нарізна пробка; 2 – робоча поверхня бочки; 3, 4 – периферійний і похилий канали; 5 – циліндрична насадка; 6 – пружна вставка; 7, 8 – розточення периферійного каналу і її уступ

У валку [105] кожний турбулізатор виконано у вигляді циліндричної пружини з дроту трикутного поперечного перерізу, при цьому витки пружини виконано з можливістю контакту зі стінкою відповідного периферійного каналу плоскою поверхнею. При цьому циліндричні пружини виконано з матеріалу з меншим електродним потенціалом порівняно з електродним потенціалом матеріалу валка (рис. 6.6).

Виконання кожного турбулізатора у вигляді пружини не лише сприяє руйнуванню примежового шару рідкого теплоносія в периферійних каналах, що інтенсифікує процес теплообміну, але й унаслідок коливань пружини під дією теплоносія забезпечує очищення поверхонь каналів від забруднень, зішкрібаючи їх як ножем (на відміну від дроту круглого поперечного перерізу, який «втиратиме» ці забруднення в поверхню периферійних каналів).

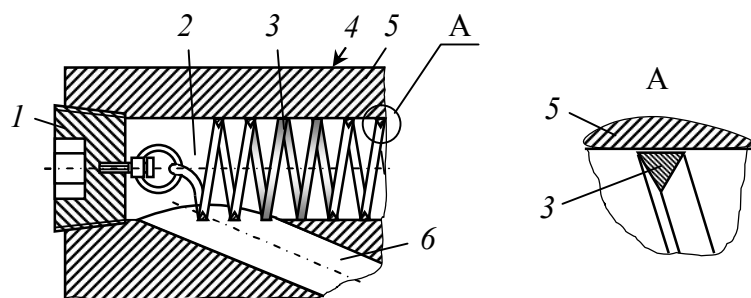


Рис. 6.6. Конструкція турбулізатора периферійного каналу згідно з пат. України № 78653 U [105]: 1 – торцева нарізна пробка; 2 – периферійний канал; 3 – пружина – турбулізатор; 4 – робоча поверхня валка; 5 – бочка; 6 – похилий канал

Виконання же циліндричних пружин з матеріалу з меншим електродним потенціалом порівняно з електродним потенціалом матеріалу валка (наприклад, зі сплаву на основі цинку) під час роботи валка приводить до поступового корозійного руйнування матеріалу саме з меншим електродним потенціалом, тобто пружини, а не сталевого або чавунного валка. Цей захист валка від корозії триватиме доти, поки існуватимуть самі пружини, а також їх електричний зв'язок з валком (наприклад, через пробки периферійних каналів).

Турбулізатор [106] містить поздовжній елемент, виконаний у вигляді стрижнів, які мають форму періодичної функції та з'єднані між собою вершинами. Зазначений елемент при цьому може бути виконано у вигляді двох стрижнів, розташованих в одній площині, а також скручено по довжині (рис. 6.7). Цей турбулізатор завдяки своїй формі забезпечує інтенсивну турбулізацію потоку теплоносія за умови низького гідравлічного опору (внаслідок збереження значного живого перерізу каналу по всій довжині турбулізатора).

Виконання турбулізатора у вигляді двох стрижнів, розташованих в одній площині, а також скручення елемента по довжині додатково інтенсифікує теплообмін внаслідок закручування потоку теплоносія без підвищення гідравлічного опору й матеріалоємності турбулізатора (у першу чергу в пристінному ламінарному підшарі, який є однією з основних складових термічного опору конвективного теплообміну). Також внаслідок можливих коливань стрижнів під час руху теплоносія здійснюється не лише інтенсифікація теплообміну, а й запобігання утворення відкладень на стінці каналу.

У патенті [107] описано турбулізатор, виконаний у вигляді об'ємної дротової спіралі з витками некруглої форми, при цьому витки об'ємної дротової спіралі згруповано ділянками, зміщеними по куту одна відносно одної (рис. 6.8). Виконання турбулізатора зазначеної конструкції забезпечує можливість його виготовлення зі стандартної циліндричної пружини деформуванням її окремих по довжині ділянок у штампі відкритого типу (довжина рівчаків штампа в цьому разі дорівнює довжині ділянок готового турбулізатора): під час штампування заготовка циклічно просувається вздовж штампа з одночасним поворотом на потрібний кут.

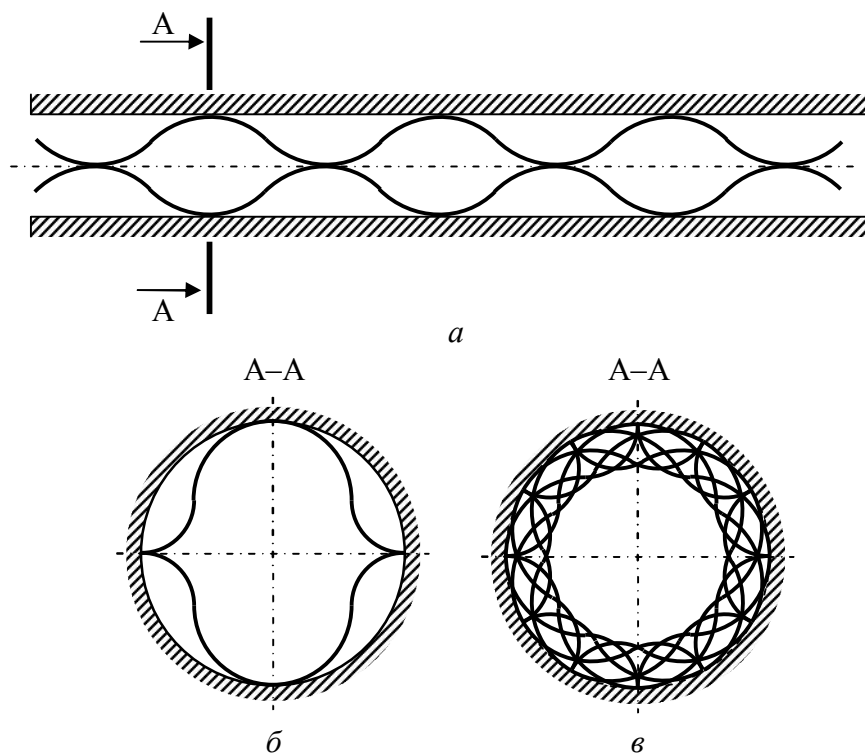


Рис. 6.7. Конструкція турбулізатора периферійного каналу згідно з пат. України № 18485 U [106]: *a* – загальний вигляд турбулізатора; *б* – переріз за А–А; *в* – розріз за А–А

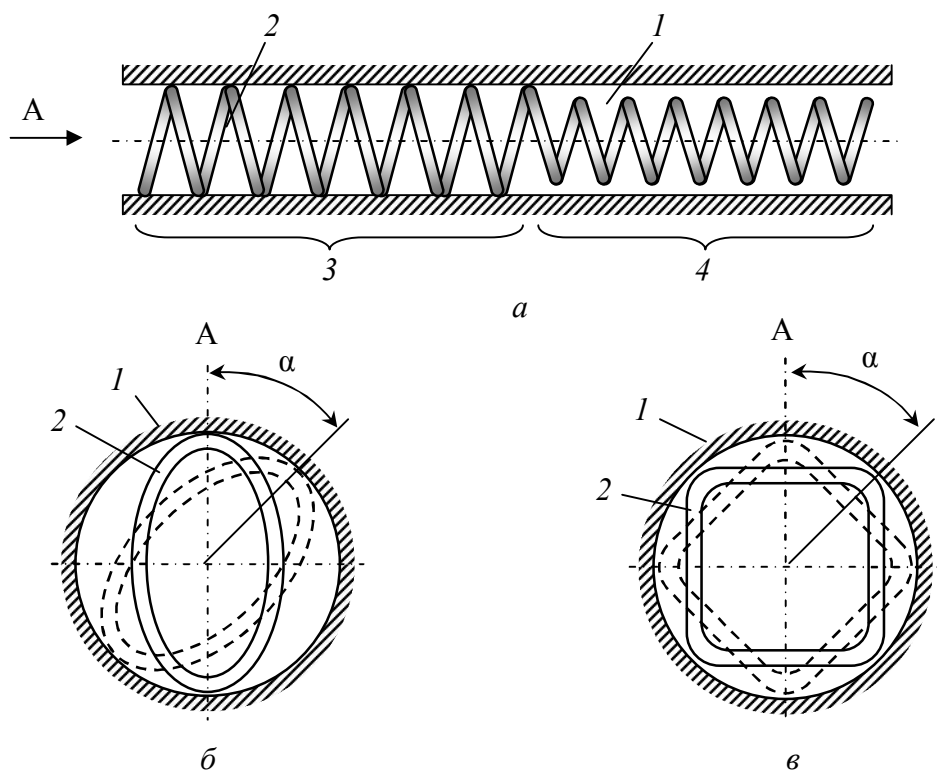


Рис. 6.8. Конструкція турбулізатора периферійного каналу згідно з пат. України № 18485 U [107]: *a* – загальний вигляд турбулізатора; *б*, *в* – вид А–А, прилади форми витків турбулізатора; 1 – периферійний канал; 2 – турбулізатор; 3, 4 – ділянки турбулізатора

Теплоносій рухається по каналу 1, у якому розміщено турбулізатор. Під час обтікання витків об'ємної дрової спіралі 2 теплоносій турбулізується, що інтенсифікує процес теплообміну між теплоносієм і стінкою каналу 1 (або навпаки). При цьому внаслідок зміщенню ділянок 3 і 4 по куту  $\alpha$  одна відносно одної примежовий шар теплоносія, у якому зосереджено основний термічний опір, безперервно руйнується, що інтенсифікує процес теплообміну.

У разі комбінованого нагрівання можна забезпечити не тільки можливість перероблення за більш високої температури, але й рівномірність температурного поля валка. Так, між периферійними каналами валка для руху рідини [108] розташовано додаткові периферійні канали з розміщеними в них електронагрівниками, кожний з яких виконано у вигляді стрижневого індуктора із закріпленими на ньому феромагнітними втулками (рис. 6.9). При цьому для забезпечення рівномірного температурного поля на робочій поверхні валка товщина стінок феромагнітних втулок може зменшуватися або крок їхнього розташування може збільшуватися від кінців периферійного каналу до його центра. У той же час додаткова система нагрівання істотно ускладнює конструкцію валкової машини.

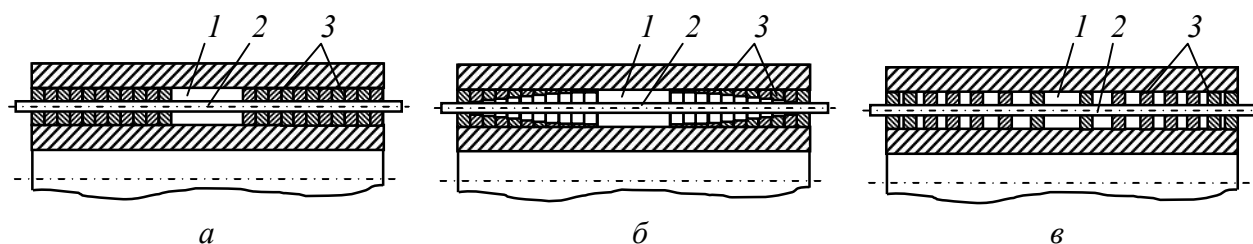


Рис. 6.9. Варіанти виконання валка з комбінованим обігрівом згідно з пат. України № 38902 U [108]: а – з однаковими рівномірно розташованими феромагнітними втулками; б – з феромагнітними втулками різної товщини; в – з однаковими нерівномірно розташованими феромагнітними втулками; 1 – периферійний канал; 2 – стрижневий індуктор; 3 – феромагнітні втулки

Низка розробок валків стосуються комбінованого рідинно-електричного нагріву їхньої робочої поверхні.

Так, у бочці валку між периферійними каналами для рідкого теплоносія по краях бочки змонтовано нагрівники, наприклад електричні [109]. Розміщення в бочці валку нагрівників забезпечує підвищений тепловий потік на кінцевих ділянках бочки валка, а отже і вирівнювання температурного поля на всій робочій поверхні валка.

Схоже рішення запропоновано і в патенті [110], відповідно до якого розміщені між периферійними каналами для рідкого теплоносія електронагрівники виконано по всій довжині бочки валка. Такий валок забезпечує його ефективну роботу за двох температурних режимів: за температури менше від 250–300 °С доцільно застосовувати рідинне охолодження або нагрівання валка, а за потреби забезпечення більш високої температури необхідно застосовувати електроо-



бігрів. Це істотно розширює технологічні можливості валка, оскільки він забезпечує температуру перероблення в широкому діапазоні температур.

Також для досягнення рівномірного температурного поля на робочій поверхні валка запропоновано конструкції з використанням теплових труб.

Так, у валку [111] периферійні канали (безпосередньо або за допомогою розташованих у них знімних трубок) заповнені пористим матеріалом, просоченим легкокиплячою рідиною, температура кипіння якої забезпечує потрібну температуру валка. При цьому похилі канали у валку відсутні, а тепловий потік до теплових труб підводить від теплоносія, що рухається безпосередньо в центральному каналі (рис. 6.10,а). Істотний недолік цього валка – значний термічний опір.

В іншій конструкції валка [112] виконано два ряди периферійних каналів: у каналах, віддалених від робочої поверхні валка, рухається рідкий теплоносі, а в наближених до неї розміщено просочений легкокиплячою рідиною пористий матеріал (рис. 6.10,б).

Конструкція [113] аналогічна попередній, проте вона відрізняється меншим термічним опором та інерційністю, оскільки обидва відповідні паралельні канали виконано перетинними, при цьому просочений легкокиплячою рідиною пористий матеріал розміщено в трубках (рис. 6.10,в).

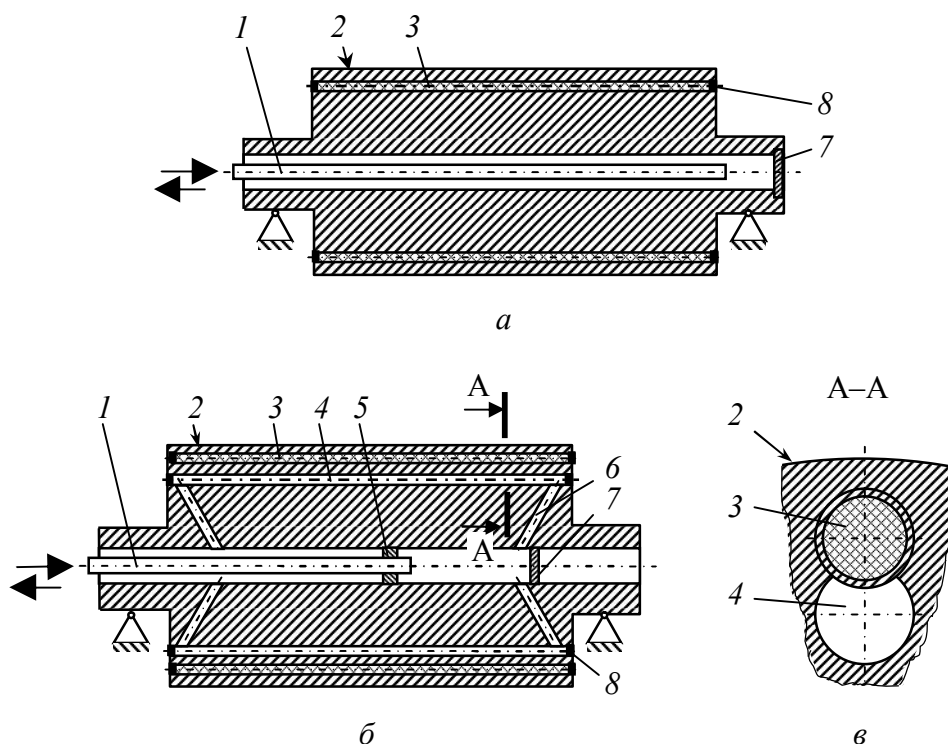


Рис. 6.10. Схема валка з використанням теплових труб: а – по а. с. СРСР № 515642 [111]; б – по а. с. СРСР № 1353607 [112]; в – по а. с. СРСР № 1360994 [113]; 1 – труба для подачі теплоносія; 2 – бочки валка; 3 – периферійний канал з тепловою трубою; 4 – периферійний канал для руху теплоносія; 5 – поршень; 6 – похилий канал; 7 – заглушка; 8 – торцева нарізна пробка

Також пропонуються різні конструкції для інтенсифікації процесу тепловіддачі між теплоносієм у периферійних каналах і валком, зокрема, виконані у вигляді скручених по довжині пластинчастих перегородок з можливістю зміни кроку закручення по всій довжині периферійного каналу [114].

У валках [115, 116] змінена конструкція не периферійних каналів, а центрального каналу, що в межах бочки має розточку, перекриту трубою, кінці якої закріплені на стінках центрального каналу цапф (рис. 6.11). Така конструкція істотно знижує матеріаломісткість валка й значно зменшує небажаний теплообмін між потоками теплоносія в периферійних і центральних каналах.

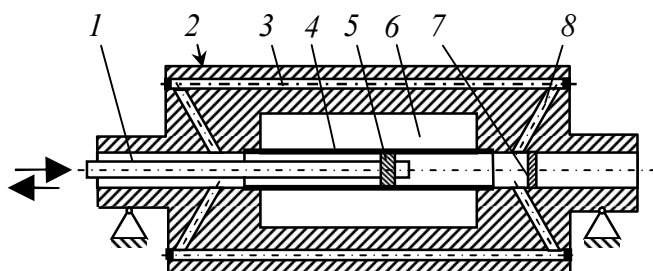


Рис. 6.11. Схема валка з периферійними каналами згідно з пат. України № 3939 U [116]:

1 – труба для подачі теплоносія; 2 – робоча поверхня бочки; 3 – периферійний канал; 4 – труба; 5 – поршень; 6 – розточка; 7 – заглушка; 8 – похилий канал

Одним з елементів вузла підведення теплоносія до обертового валка є труба для подачі теплоносія (див. рис. 6.10 і 6.11). Застосування сталевих труб (вибір матеріалу визначається необхідністю досягнення достатніх міцності й жорсткості цієї деталі), яка має малий термічний опір і довжина якої нерідко досягає двох метрів, призводить до переохолодження теплоносія, що надходить у валок, у разі його обігріву й перегріву в разі охолодження валка. Крім того, металева поверхня сприяє відкладанню на ній забруднень, що збільшує гідравлічний опір валка.

З метою часткового усунення зазначених недоліків запропоновано щонайменше на одну поверхню труби для подачі теплоносія наносити полімерний покрив, наприклад, з політетрафторетилену [117]. Так, наприклад, покриття труби  $\varnothing 57 \times 3,5$  мм і завдовжки 2 м валка  $\varnothing 850 \times 2400$  мм каландра полімером завтовшки 0,5 мм забезпечує заощадження енергії до 1,8 кВт.

В іншому технічному рішенні [118] з цією самою метою пропонується всередині основної циліндричної металевих труби із заповненням повітрям або вакуумованим зазором відносно неї розміщати додаткову циліндричну металеву трубу. Наявність між основною й додатковою циліндричними металевими трубами закритого з їхніх торців зазору завдяки низькому коефіцієнту теплопровідності повітря, який знаходиться в зазначеному зазорі (біля  $0,026 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ), що на три порядки менший за коефіцієнт теплопровідності ма-

теріалу труби) істотно збільшує термічний опір труби, а отже сприяє надходженню теплоносія в порожнину робочого органу без значної зміни температури під час його руху по цій трубі. Вакуумування зазначеного зазору ще більше підвищує його теплоізоляційні властивості. На рис. 6.12 наведено приклад з'єднання кінцевих ділянок труб вальцюванням.

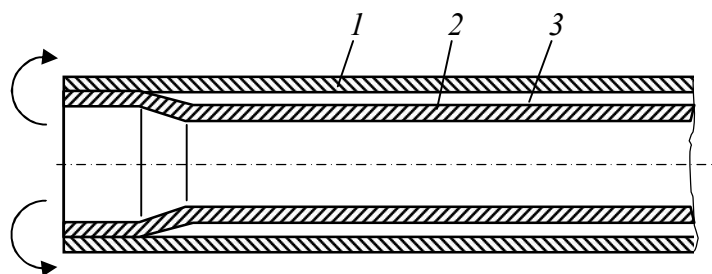


Рис. 6.12. Схема з'єднання кінцевих ділянок труб вальцюванням вузла підведення теплоносія до робочого органу обладнання для перероблення полімерів, пластмас і гумових сумішей згідно із заявкою України № u201305954 [118]: 1, 2 – зовнішня і внутрішня циліндричні металеві труби; 2, 3 – зазор між зазначеними трубами

Традиційні вальці споряджено валками, що мають циліндричну бочку. У таких вальцях фрикція під час їх роботи залишається незмінною по всій довжині валків. З метою інтенсифікації процесу змішування запропоновано вальці, валки яких утворюють регульований міжвалковий проміжок, відсутній за умови їх повного зведення між собою, при цьому на робочих поверхнях валків виконано ділянки у формі співвісних зрізаних конусів, причому основи сусідніх ділянок кожного валка мають однаковий діаметр [119] (рис. 6.13).

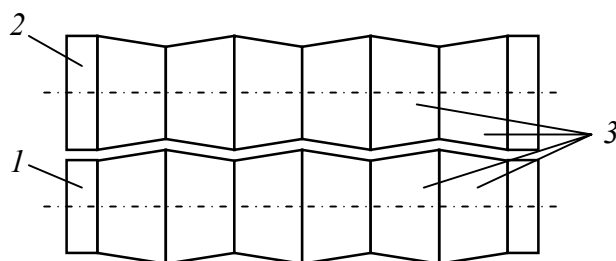


Рис. 6.13. Схема валків вальців згідно з пат. України № 242 U [119]: 1, 2 – кінцеві циліндричні ділянки бочок валків; 3 – конічні ділянки бочок валків

Матеріал, що підлягає переробленню на вальцях, подається на них у міжвалковий проміжок з одного краю бочок валків. Пройшовши кілька разів міжвалковий проміжок, матеріал у вигляді безперервної стрічки відбирається з протилежного краю переднього валка. Під час послідовного руху від місця подачі до місця знімання даний об'єм матеріалу періодично потрапляє у міжвалковий проміжок, де завдяки його змінній геометрії (діаметр перерізів валків по їхній довжині безперервно змінюється) і відповідно коловій швидкості робочих поверхонь валків у різних перерізах уздовж бочок валків (за постій-

них кутових швидкостей валків) інтенсивно переміщується не тільки вздовж напрямку вальцювання, але й поперек міжвалкового проміжку, що має неабияке значення для приготування гомогенної добре прогрітої композиції і чого майже неможливо досягти на традиційних вальцях без застосування спеціальних знімних змішувальних пристроїв.

У патенті [120] валки зазначених вальців було модернізовано: ділянки робочих поверхонь кожного валка виконано на знімних кільцевих секторах, закріплених на циліндричній поверхні його бочки, при цьому з метою спрощення заміни зазначених секторів на циліндричній поверхні бочки кожного валка можуть бути виконано поздовжні пази у формі ластівчиного хвоста з розміщеними в них закладними деталями з нарізними отворами, а в знімних кільцевих секторах напроти поздовжніх пазів – отвори під кріпильні гвинти.

Також запропоновано конструкцію вальців, яка забезпечує періодичне плавне змінювання фрикції під час кожного оберту валків [121]. З цією метою поперечний переріз посадочного місця фрикційної шестірні кожного валка виконано квадратним, а центральний отвір фрикційної шестірні – прямокутним, при цьому фрикційну шестірню встановлено з можливістю переміщення в радіальному напрямку і фіксації в заданому положенні (рис. 6.14).

Виконання вузла фрикційних шестерень зазначеної конструкції дає змогу встановлювати фрикційні шестірні з ексцентриситетом. Наявність регульованого за величиною ексцентриситету в круглих фрикційних шестернях забезпечує безперервну зміну передаточного числа між зазначеними шестернями протягом кожного їхнього оберту, що сприяє ефективності перероблення матеріалу.

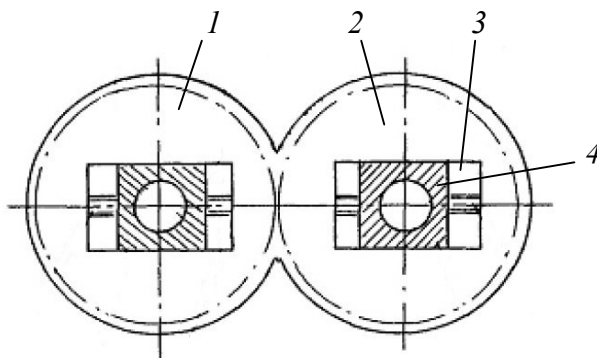


Рис. 6.14. Схема валків вальців згідно з пат. України № 16816 U [121]:  
1, 2 – фрикційні шестерні; 3 – центральний отвір фрикційної шестірні;  
4 – посадочне місце фрикційної шестірні

Вальці, у яких реалізовано можливість роботи за декількох значень фрикції, запропоновано в патенті [122] (рис. 6.15).

Зазначені вальці споряджено щонайменше однією додатковою парою фрикційних шестерень з іншим передаточним числом, фрикційні шестерні одного з валків закріплені на ньому нерухомо, а другого – з можливістю обертання незалежно від нього і взаємодії з ковзною шпонкою, розміщеною на другому валку з можливістю руху вздовж нього.

Виконання блоку фриційних шестерень пропонованої конструкції забезпечує ступінчасте регулювання фрикції: залежно від положення ковзної шпонки на відповідному валку забезпечується його з'єднання з тією чи іншою фриційною шестірнею (у той час як решта фриційних шестерень у цей час обертаються незалежно від валка), а отже і потрібне значення фрикції між валками.

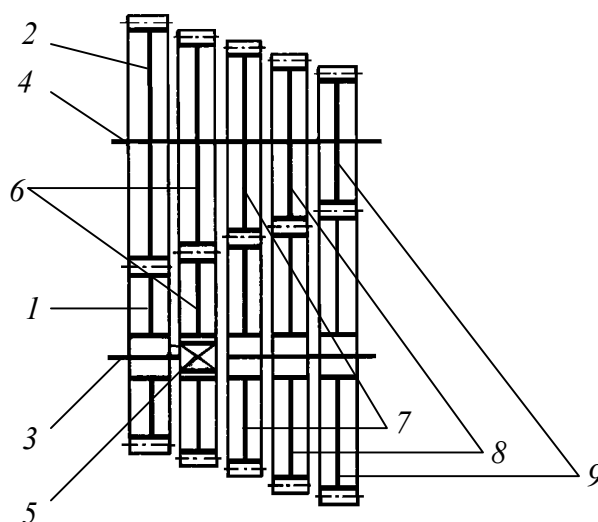


Рис. 6.15. Схема блоку фриційних шестерень вальців згідно з пат. України № 45816 U [122]: 1, 2 – фриційні шестерні; 3, 4 – цапфи валків; 5 – ковзна шпонка; 6–9 – додаткові пари фриційних шестерень

Конструкції розроблених найбільш ефективних клинових пристроїв валькових машин докладно розглянуто в праці [50].

Аналіз конструкцій валків, що розглянуто, а також досвід їх випробувань і промислової експлуатації показує, що, незважаючи на явні переваги деяких з них, найдоцільнішими все одно залишаються традиційні валки з циліндричними периферійними каналами для руху рідкого теплоносія, до конструкцій яких можуть бути внесено незначні зміни.

## 7.2. Удосконалення конструкцій змішувального обладнання

Нових ефективних розробок стосовно роторних змішувачів закритого типу набагато менше, ніж стосовно валькового обладнання, при цьому ці розробки найчастіше стосуються нової геометрії роторів.

Проте є технічні рішення, які стосуються не тільки конструкції роторів, але й інших елементів змішувачів. Так, у патенті [123] змішувальну камеру пропонується виконувати не у вигляді двох циліндрів, які перетинаються між собою, а у вигляді двох багатогранних призм (рис. 6.16).

Оброблювана композиція, що перебуває в змішувальній камері змішувача, піддається дії обох роторів під час їх обертання назустріч один одному.

При цьому найбільш інтенсивне деформування композиції має місце в мінімальних робочих проміжках, утворюваних гребенями роторів і стінкою змішувальної камери. Унаслідок виконання кожного зі співвісних каналів у поперечному перерізі у вигляді багатокутника характер руху оброблюваної композиції в зазначених проміжках стає пульсуючим, що істотно підвищує як змішувальний, так і диспергувальний ефект змішувача, а отже і поліпшує якість одержуваної композиції.

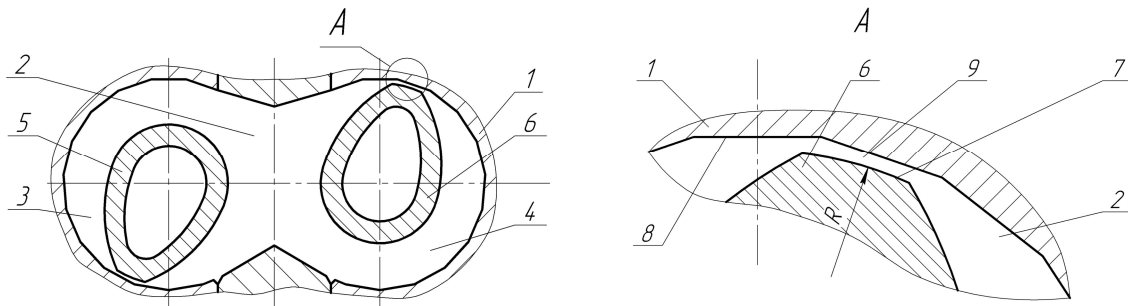


Рис. 6.16. Схема змішувальної камери згідно з пат. України № 34562 U [123]:

- 1 – змішувальна камера; 2 – порожниною змішувальної камери;  
3, 4 – півкамери змішувальної камери; 5, 6 – ротори; 7 – гребень ротора;  
8 – внутрішня поверхня змішувальної камери; 9 – мінімальний робочий проміжок змішувальної камери

Одним з питань експлуатації роторних змішувачів є проблема контролю зносу гребенів роторів, оскільки мінімальний робочий проміжок змішувальної камери між гребенем ротора і стінкою змішувальної камери істотно впливає на змішувальний і диспергувальний ефект змішувача в цілому. Для вирішення цього питання було запропоновано спосіб визначення величини зносу робочих органів змішувача з овальними роторами, за якого для певної композиції в результаті експлуатації або розрахунку змішувача визначають залежність потужності, що споживає привод роторів, від величини проміжку між гребенями роторів і стінкою змішувальної камери [59, 60], після чого поточну величину зносу робочих органів змішувача визначають за зазначеною залежністю [124].

Так, на рис. 6.17 наведено залежність потужності, що споживає привод роторів, від величини мінімального робочого проміжку для змішувача 250/40 ГОСТ 11996 (РСВД-140-40) під час приготування гумової суміші шинного виробництва.

Під час реалізації цього способу контроль величини мінімального проміжку, а отже і величини зносу гребенів роторів і внутрішньої стінки змішувальної камери можна здійснювати безпосередньо під час експлуатації змішувача, уникаючи при цьому зайвих витрат, пов'язаних із зупинкою і розбиранням змішувача.

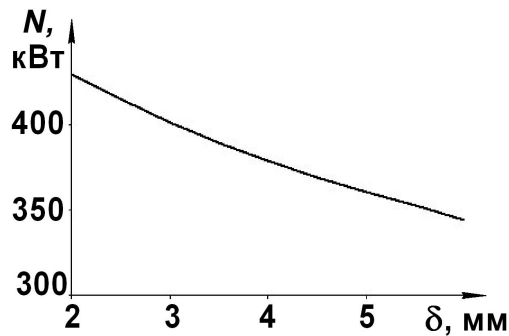


Рис. 6.17. Залежність потужності, що споживає привод роторів, від величини мінімального робочого проміжку для змішувача 250/40 [124]

### 7.3. Удосконалення конструкцій охолоджувального обладнання

Для охолодження каландрованих виробів використовують у першу чергу пристрої барабанного й конвективного типів.

Удосконалення охолоджувальних пристроїв барабанного типу стосується здебільшого питання інтенсифікації теплообміну між теплоносієм усередині барабана та його обичайкою, а також забезпечення рівномірного температурного поля на робочій поверхні барабана.

Так, у пристроях [125, 126] запропоновано реалізувати високоефективну плівкову течію теплоносія по внутрішній поверхні обичайки барабана. При цьому пристрій [125] забезпечує швидке відведення теплоносія, нагрітого в результаті охолодження каландрованого виробу, а пристрій [126] – можливість регулювання товщини охолоджувальної плівки, а отже не лише витрату теплоносія, а й ефективність процесу охолодження.

У виробництві гумотехнічних виробів і в першу чергу автомобільних шин існує проблема ефективного охолодження каландрованих гумових стрічок, яке зазвичай здійснюють в охолоджувальних ваннах конвективного типу. З цією метою було запропоновано пристрій, у якому реалізоване комбіноване (дискретне) рідинно-повітряне охолодження (точніше водно-повітряне) стрічкового полімерного матеріалу, яке забезпечує не лише високу ефективність процесу, а й істотне заощадження рідкого холодоагенту [127] (рис. 6.18).

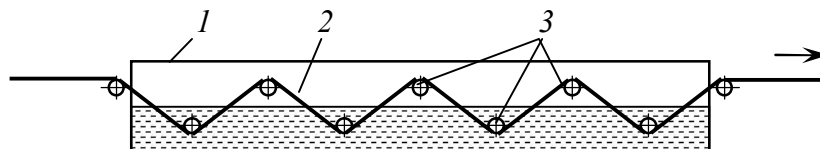


Рис. 6.18. Ванна охолодження згідно з а.с. СРСР № 34562 U [127]:  
1 – ванна; 2 – охолоджуванний виріб; 3 – напрямні ролики

Зазначену конструкції ванни модернізовано в патенті [128], у якому напрямні ролики встановлено з можливістю їх вертикального переміщення незалежно один від одного (рис. 6.19).

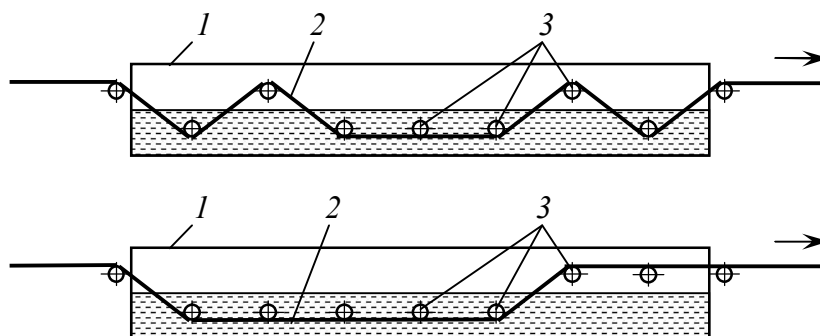


Рис. 6.19. Приклади охолодження виробу у ванні згідно з пат. України № 1324 U [128]:  
1 – ванна; 2 – охолоджуваний виріб; 3 – напрямні ролики

Таке конструктивне рішення дає змогу легко регулювати кількість ділянок водяного й повітряного охолодження виробу, а також тривалість охолодження виробу на кожній ділянці.



## ВИСНОВКИ

Головний науковий результат монографії – вирішення важливої науково-технічної проблеми створення наукових засад розробки та вдосконалення обладнання та процесів переробки термопластичних матеріалів на технологічних лініях на базі змішувально-валкового обладнання, що забезпечує можливість визначення раціональних конструктивних параметрів обладнання та режимів його роботи, а отже – заощадження енергетичних і матеріальних ресурсів.

Основні результати виконаної роботи такі:

1. Розроблено математичні моделі процесу течії ньютонівського і неньютонівського псевдопластичного матеріалу в міжвалковому проміжку за підвищеної фрикції, криволінійному клиновому збіжному проміжку між валком і клином клинового пристрою.

2. Розроблено математичні моделі процесу приготування ньютонівської і неньютонівської псевдопластичної композиції в змішувачі закритого типу з овальними роторами, які враховують деформування матеріалу в криволінійному клиновому збіжному проміжку на лобовому боці кожного з роторів, у мінімальному проміжку між вершиною ротора й стінкою змішувальної камери, а також рух матеріалу в осьовому напрямку роторів.

3. Удосконалено математичну модель процесу термообробки листового матеріалу, зокрема багатокомпонентного та/або багат шарового, у пристроях конвективного й барабанного типів.

4. На підставі розв'язку математичних моделей та експериментальних досліджень встановлено характер та інтенсивність впливу різноманітних чинників на параметри перероблення в кожному із зазначених видів обладнання. Зроблено рекомендації щодо застосування підвищеної фрикції в міжвалкових проміжках, а також застосування клинових пристроїв.

5. Розроблено методики параметричного й теплового розрахунків вальців, каландрів, а також валкової машини з використанням клинових пристроїв.

6. Розроблено стійкі та економічні алгоритми для розрахунку процесів перероблення термопластичних матеріалів у змішувальному, валковому та охолоджувальному обладнанні. Здійснено програмну реалізацію запропонованих алгоритмів. Розроблено пакети прикладних програм.

7. Розроблені методики інженерних розрахунків роторних змішувачів, вальців, каландрів і пристроїв для термообробки затверджено як керівні технічні матеріали РТМ 0220612-XXX-XX ПАТ «НВП „Більшовик”» (м. Київ).

8. На підставі розроблених алгоритмів і пакета прикладних програм виконано детальне дослідження зазначеного обладнання. На підставі аналізу процесів перероблення термопластичних матеріалів у змішувальному, валковому та охолоджувальному обладнанні запропоновано численні технічні рішення, захищені охоронними документами на винаходи й корисні моделі.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. *Balsam M.* Kunststoff – der Werkstoff des 21. Jahrhunderts / M. Balsam, C.-J. Simon // *Kunststoffe*. — 2001. — Bd 91, N 8. — S. 46.
2. *Рябцев Г. Л.* Полімерні пакувальні матеріали (стан та шляхи вдосконалення) / Г. Л. Рябцев, І. О. Мікульонок // *Упаковка*. — 2006. — № 1. — С. 42—47.
3. *Мировой и европейский рынок пластмасс* // *Plastics Review (Ukraine Edition)*. — 2005. — С. 4—8.
4. *Рынок пластмасс и изделий из пластмасс в Украине* // *Международные новости мира пластмасс*. — 2006. — № 11—12. — С. 4, 6, 8—10, 12—14.
5. *Цифры и факты* // *Наука и жизнь*. — 2013. — № 3. — С. 65.
6. *Мікульонок І. О.* Обладнання і процеси переробки термопластичних матеріалів з використанням вторинної сировини : монографія / І. О. Мікульонок. — К. : ІВЦ „Видавництво «Політехніка»”, 2009. — 265 с.
7. *Гун Г. Я.* Математическое моделирование процессов обработки металлов давлением : учеб. пособие для вузов / Г. Я. Гун. — М. : Металлургия, 1983. — 352 с.
8. *Автоматизированное проектирование валковых машин для переработки полимеров* / [Ю. Е. Лукач, Л. Г. Воронин, Л. И. Ружинская и др.]. — К. : Техніка, 1988. — 208 с.
9. *Рябинин Д. Д.* Смесительные машины для пластмасс и резиновых смесей / Д. Д. Рябинин, Ю. Е. Лукач. — М. : Машиностроение, 1972. — 272 с.
10. *Мікульонок І. О.* Класифікація процесів та обладнання одержання безперервних виробів з термопластичних матеріалів / І. О. Мікульонок // *Вісник НТУУ «КПІ». Напрямок «Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження»*. — 2010. — № 2 (6). — С. 5—11.
11. *Лукач Ю. Е.* Валковые машины для переработки пластмасс и резиновых смесей / Ю. Е. Лукач, Д. Д. Рябинин, Б. Н. Метлов. — М. : Машиностроение, 1967. — 296 с.
12. *Мікульонок І. О.* Валки валковых машин для перероблення полімерних матеріалів і гумових сумішей. Огляд конструкцій / І. О. Мікульонок, С. І. Кулініч, О. О. Кудренко // *Хімічна промисловість України*. — 2009. — № 3. — С. 25—29.
13. *Микулёнок И. О.* Интенсификация процессов переработки полимеров на валковых машинах : дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.17.08 «Процессы и аппараты химической технологии» / Микулёнок Игорь Олегович. — К., 1991. — 171 с.
14. *Экструзионные системы для производства полимерных плёнок и плит* // Рекламный проспект фирмы Berstorff GmbH. FA-russ.-1000/05, 2005. — С. 5.
15. *Пат. 18753 U Україна*, МПК В29В 7/00. Каландр / І. О. Мікульонок ; заявник і патентовласник Нац. техніч. ун-т України «Київ. політехн. ін-т». — № u200606039 ; заявл. 31.05.06 ; опубл. 15.11.06, Бюл. № 11.
16. *Пат. 45004 U Україна*, МПК В29В 7/00. Каландр / І. О. Мікульонок, О. О. Кудренко, С. І. Кулініч ; заявник і патентовласник Нац. техніч. ун-т України «Київ. політехн. ін-т». — № u200904333 ; заявл. 30.04.09 ; опубл. 26.10.09, Бюл. № 20.
17. *Пат. 80148 U Україна*, МПК В29В 7/52. Тривалковий каландр / І. О. Мікульонок ; заявник і патентовласник – він же. — № u201214489 ; заявл. 18.12.12 ; опубл. 13.05.13, Бюл. № 9.

18. Мікульонок І. О. Проектування теплової ізоляції обладнання хімічних виробництв : навч. посіб. — К. : Наук. думка, 1999. — 152 с.
19. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров : справочник / Х. Уонг ; пер с англ. В. В. Яковлева и В. И. Колядина. — М. : Атомиздат, 1979. — 216 с.
20. Торнер Р. В. Теоретические основы переработки полимеров (механика процессов) / Р. В. Торнер. — М. : Химия, 1977. — 464 с.
21. Радченко Л. Б. Основи моделювання та конструювання черв'ячних екструдерів : навч. посіб. / Л. Б. Радченко, В. І. Сівецький. — К. : ІВЦ "Видавництво «Політехніка»", 2002. — 152 с.
22. Мікульонок І. О. Переробка вторинної сировини екструзією : монографія / І. О. Мікульонок, Л. Б. Радченко. — К. : ІВЦ «Видавництво „Політехніка”», 2006. — 184 с.
23. Микулёнок И. О. Определение теплофизических свойств термопластичных композиционных материалов / И. О. Микулёнок // Пластические массы. — 2012. — № 7. — С. 9—13.
24. Тадмор З. Теоретические основы переработки полимеров / З. Тадмор, К. Гогос ; пер. с англ. под ред. Р. В. Торнера. — М. : Химия, 1984. — 632 с.
25. Микулёнок И. О. Определение реологических свойств термопластичных композиционных материалов / И. О. Микулёнок // Пластические массы. — 2011. — № 7. — С. 26—30.
26. Набор программ для ЭЦВМ «МИР». — К. : Наук. думка, 1973. — 107 с.
27. Демидович Б. П. Численные методы анализа / Б. П. Демидович, И. А. Марон, Э. З. Шувалова. — М. : Наука, 1967. — 368 с.
28. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / С. Патанкар ; пер. с англ. под ред. В. Д. Виленского. — М. : Энергоатомиздат, 1984. — 152 с.
29. Доброногова С. И.. Исследование энергетических параметров валковых машин с учетом неизотермичности процесса течения полимеров в межвалковых зазорах : дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.17.08 «Процессы и аппараты химической технологии» / Доброногова Светлана Ивановна. — К., 1971. — 205 с.
30. Оборудование и основы проектирования заводов резиновой промышленности : учеб. пособие [для вузов] / [Н. Г. Бекин, Н. Д. Захаров, Г. К. Пеунков и др.] ; под общ. ред. Н. Д. Захарова. — Л. : Химия, 1985. — 504 с.
31. Басов Н. И. Расчет и конструирование оборудования для производства и переработки полимерных материалов : учеб. для вузов / Н. И. Басов, Ю. В. Казанков, В. А. Любартович. — М. : Химия, 1986. — 488 с.
32. Микулёнок И. О. Определение границ области деформирования термопластов в межвалковом зазоре валковых машин / И. О. Микулёнок // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2010. — № 6. — С. 15—17.
33. Mikulenok I. O. Determination of the boundaries of the deformation region of thermoplastics in the inter-roll gap of rolling machines / I. O. Mikulenok // Chemical and Petroleum Engineering. — 2010. — Vol. 46, N 5—6. — P. 337—340 (DOI: 10.1007/s10556-010-9340-7).

34. *Козачок А. А.* К теории вальцевания полимеров / А. А. Козачок // Химическое машиностроение : респ. межвед. научн.-техн. сб. — К. : Техніка, 1966. — Вып. 4. — С. 37—43.
35. *Малёнок К. С.* К вопросу расчета эффективной вязкости при переработке полимеров на валковых машинах / К. С. Малёнок // Химическое машиностроение : респ. межвед. научн.-техн. сб. — К. : Техніка, 1966. — Вып. 4. — С. 134—143.
36. *Бекин Н. Г.* Расчет технологических параметров и оборудования для переработки резиновых смесей в изделия / Н. Г. Бекин. — Л. : Химия. Ленингр. отд-ние, 1987. — 272 с.
37. *Торнер Р. В.* Оборудование заводов по переработке пластмасс : учеб. пособие [для студентов вузов] / Р. В. Торнер, М. С. Акутин. — М. : Химия, 1986. — 400 с.
38. *Мікульонок І. О.* Енергосилові параметри процесу формування термопластичних композиційних матеріалів у валкових машинах / І. О. Мікульонок // Наукові вісті НТУУ «КПІ». — 2003. — № 5. — С. 70—76.
39. *Микулёнок И. О.* Моделирование процесса охлаждения полимерных листов на гладильном каландре / И. О. Микулёнок // Химическая промышленность. — 2012. — Т. LXXXIX (89), № 8. — С. 398—407.
40. *Микулёнок И. О.* Методика параметрического и теплового расчета каландров для переработки пластмасс и резиновых смесей / И. О. Микулёнок // Химическая промышленность. — 2011. — Т. LXXXVIII (88), № 4. — С. 193—206.
41. *Вдовенко П. К.* Математическая модель процесса переработки кристаллизующихся термопластов на гладильном каландре / П. К. Вдовенко, А. М. Воскресенский, Р. Г. Мирзоев // Машины и технология переработки полимеров : межвед. сб. научн. тр. — Л. : ЛТИ, 1976. — С. 56—60.
42. *Доброногова С. И.* Математическая модель процессов калибрования и охлаждения толстых листов из термопластов в межвалковом зазоре гладильного каландра / С. И. Доброногова, Ю. Е. Лукач, Л. И. Ружинская // Химическое машиностроение : респ. межвед. научн.-техн. сб. — К. : Техніка, 1976. — Вып. 24. — С. 48—51.
43. *Пат. 2129133* Российская Федерация, МПК<sup>6</sup> C08L 23/02. Материал для защитных покрытий строительных сооружений и конструкций и способ его получения / А. Н. Крючков, М. И. Кнунянц, А. А. Бурбело, Г. П. Гончарук ; заявитель и патентообладатель Ин-т синтетич. полимер. материалов РАН. — № 96108551/63 ; заявл. 25.04.96 ; опубл. 20.04.99, Бюл. № 11.
44. *Решетов Д. Н.* Детали машин / Д. Н. Решетов. — М. : Машиностроение, 1974. — 655 с.
45. *Воронин Л. Г.* Исследование неизотермических процессов каландрования полимерных материалов : дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.17.08 «Процессы и аппараты химической технологии» / Воронин Леонид Григорьевич. — К., 1982. — 162 с.
46. *Ружинская Л. И.* Исследование геометрической формы и линейной скорости свободной поверхности вращающегося запаса при каландровании полимеров / Л. И. Ружинская, И. . Микулёнок, В. Г. Календюк // Химическое машиностроение : респ. межвед. научн.-техн. сб. — К. : Техніка, 1989. — Вып. 50. — С. 26—29.
47. *Воронін Л. Г.* Моделювання гідродинаміки і теплообміну обертового запаса розплаву термопласту на вході в міжвалковий проміжок валкової машини / Л. Г. Воронін, Ю. Ю. Лукач, І. О. Мікульонок, Л. І. Ружинська // Промышленная тепло-техника. — 2012. — Т. 32, № 6. — С. 21—27.

48. *Luther S.* Berücksichtigung der freien Knetoberfläche beim Berechnen von Strömungsfeldern im Kalanderspalt: Doktor-Ingenieurin Dissertation / S. Luther. — Hamburg, 2003. — 102 s.

49. *Меерсон В. Д.* Клиновые устройства для валковых машин: [тематич. обзор] / В. Д. Меерсон, В. Н. Красовский, А. Н. Воскресенский. — М. : ЦИНТЭнефтехим, 1980. — 48 с.

50. *Интенсификация* переработки полимерных материалов на валковых машинах при помощи клиновых устройств / В. Н. Красовский, Ю. Е. Лукач, Л. И. Ружинская и др. — К. : КПИ, 1988. — 39 с. — Деп. в УкрНИИТИ 28.01.88, № 318-Ук88.

51. Клинові пристрої валкових машин. Інтенсифікація робочих процесів переробки гумових сумішей / І. М. Кузяєв, І. І. Начовний, Є. О. Богуцька, М. С. Хорольський // Хімічна промисловість України. — 2006. — № 4. — С. 44—52.

52. *Lomov A. A.* Zur Berechnung integraler Parameter beim Kalandrieren von Polymerwerkstoffen mit Hilfe einer vibrierenden Keilspalteinrichtung / A. A., Lomov, G. M. Gontscharow, N. G. Bekin // Plaste und Kautschuk. — 1983. N 5. — S. 270—273.

53. *Воронин Л. Г.* Математическое моделирование процесса переработки полимеров в клиновом сходящемся зазоре / Л. Г. Воронин, Ю. Е. Лукач, И. О. Микулёнок и др. — К. : КПИ, 1987. — 14 с. — Деп. в УкрНИИТИ 04.01.87, № 57-Ук87.

54. *Микулёнок И. О.* Анализ эффективности процесса переработки пластмасс и резиновых смесей на валковых машинах с использованием клиновых устройств / И. О. Микулёнок // Обработка материалов давлением. — 2011. — № 2 (27). — С. 149—156.

55. *Слѣзкин Н. А.* Динамика вязкой несжимаемой жидкости / Н. А. Слѣзкин. — М. : Гостехиздат, 1955. — 519 с.

56. *Ицкович Г. М.* Руководство к решению задач по сопротивлению материалов : учеб. пособие для вузов / Г. М. Ицкович, Л. С. Минин, А. И. Винокуров ; под ред. Л. С. Минина. — [3-е изд., перераб. и доп.]. — М. : Высш. шк., 2001. — 592 с.

57. *Мікульонок І. О.* Енергосилові параметри процесу приготування полімерних композиційних матеріалів у змішувачі з овальними роторами / І. О. Мікульонок // Наукові вісті НТУУ «КПІ». — 2004. — № 1. — С. 33—39.

58. *Вознюк В. Т.* Енергосилові параметри процесу приготування псевдопластичних композицій у змішувачі з овальними роторами / В.Т. Вознюк, І. О. Мікульонок, Л. Б. Радченко // Наукові праці ОНАХТ. — 2007. — Вип. 30, Т. 1. — С. 68—74.

59. *Микулёнок И. О.* Моделирование процесса переработки «степенной» композиции в смесителе с овальными роторами / И. О. Микулёнок // Химическая промышленность. — 2010. — Т. LXXXVII (87), № 6. — С. 306—316.

60. *Mikulionok I. O.* Simulation of Processing the «Power» Composition in a Mixer with Oval Rotors / I. O. Mikulionok // Russian Journal of Applied Chemistry. — 2010. — Vol. 83, N 12. — P. 2229—2239 (DOI: 10.1134/S107042721012030X).

61. *Радченко Л. Б.* Переробка термопластів методом екструзії / Л. Б. Радченко. — К. : ІЗМН, 1999. — 220 с.

62. Красовский В. Н. Сборник примеров и задач по технологии переработки пластических масс : [для втузов] / В. Н. Красовский, А. М. Воскресенский. — Минск : Вышэйш. шк., 1975. — 318 с.

63. Смешение полимеров / В. В. Богданов, Р. В. Торнер, В. Н. Красовский, Э. О. Регер. — Л. : Химия, 1979. — 192 с.

64. Красовский В. Н. Примеры и задачи по технологии переработки эластомеров : учеб. пособие для вузов / В. Н. Красовский, А. М. Воскресенский, В. М. Харчевников. — Л. : Химия, 1984. — 240 с.
65. Микулёнок И. О. Моделирование процессов термической обработки непрерывно формующих изделий / И. О. Микулёнок // Химическая промышленность. — 2012. — Т. LXXXIX (89), № 3. — С. 118—128.
66. Mikulionok I. O. Modeling of the Heat Processing of Continuously Molded Product / I. O. Mikulionok // Russian Journal of Applied Chemistry. — 2012. — Vol. 85, N 9. — P. 1482—1492 (DOI: 10.1134/S1070427212090285).
67. Виробництво листових і лінійних виробів з полімернаповнених композиційних матеріалів / Ю. Ю. Лукач, П. М. Магазій, І. О. Мікульонок, Г. Л. Рябцев // Хімічна промисловість України. — 1999. — № 5. — С. 29—33.
68. Микулёнок И. О. Классификация термопластических композиционных материалов и их наполнителей / И. О. Микулёнок // Пластические массы. — 2012. — № 9. — С. 29—38.
69. Переработка каучуков и резиновых смесей (реологические основы, технология, оборудование) / Е. Г. Вострокнутов, М. И. Новиков, В. И. Новиков, Н. В. Прозоровская. — [изд. 2-е, перераб.]. — М. : Максипресс, 2005. — 369 с.
70. Соколов М. В. Определение суммарной величины сдвига при переработке резиновых смесей / М. В. Соколов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2006. — № 8. — С. 3—4.
71. Чаплыгин А. Б. Моделирование процесса валкового смешения / А. Б. Чаплыгин, В. Г. Шеркунов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». — 2004. — № 5. — С. 191—195.
72. Микулёнок И. О. Определение продолжительности вальцевания термопластичных композиций / И. О. Микулёнок // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2011. — № 4. — С. 18—21.
73. Mikulenok I. O. Determination of Rolling Time for Thermoplastic Compositions / I. O. Mikulenok // Chemical and Petroleum Engineering. — 2010. — Vol. 47, N 3—4. — P. 243—249 (DOI: 10.1007/s10556-011-9453-7).
74. Мікульонок І. О. Процеси та обладнання перероблення термопластичних матеріалів з використанням вторинної сировини : дис. ... д-ра техн. наук : спец. 05.17.08 «процеси та обладнання хімічної технології» / Мікульонок Ігор Олегович. — К., 2009. — 388 с.
75. Микулёнок И. О. Методика параметрического и теплового расчета полимерперерабатывающих каландров / И. О. Микулёнок, Ю. Е. Лукач, Л. И. Ружинская. — К. : КПИ, 1990. — 31 с. — Деп. в УкрНИИТИ 21.02.90, № 283-Ук90.
76. Микулёнок И. О. К определению мощности привода валковых машин для переработки полимеров / И. О. Микулёнок, Л. И. Ружинская. — К. : КПИ, 1988. — 11 с. — Деп. в УкрНИИТИ 17.08.88, № 2018-Ук88.
77. Микулёнок И. О. Определение мощности, потребляемой валками, в процессе вальцевания пластмасс и резиновых смесей / И. О. Микулёнок // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2011. — № 7. — С. 6—9.
78. Mikulenok I. O. Determination of Roll Power required for Rolling of Plastic and Rubber Mixtures / I. O. Mikulenok // Chemical and Petroleum Engineering. — 2010. — Vol. 47, N 7—8. — P. 441—446 (DOI: 10.1007/s10556-011-9489-8).

79. *Микулёнок И. О.* К определению крутящих моментов, действующих на валки при каландровании полимеров / И. О. Микулёнок. — К. : КПИ, 1989. — 11 с. — Деп. в УкрНИИТИ 06.01.89, № 215-Ук89.

80. *Микулёнок И. О.* Методика параметрического и теплового расчёта вальцов для переработки пластмасс и резиновых смесей / И. О. Микулёнок // Химическая промышленность. — 2011. — № 3. — С. 125—138.

81. *Mikulionok I. O.* Technique of Parametric and Heat Computations of Rollers for Processing of Plastics and Rubber Compounds / I. O. Mikulionok // Russian Journal of Applied Chemistry. — 2011. — Vol. 83, N 9. — P. 1642—1654 (DOI: 10.1134/S1070427211090333).

82. *Микулёнок И. О.* Определение величины бомбировки валка каландра для переработки полимеров / И. О. Микулёнок // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2011. — № 5. — С. 17—19.

83. *Mikulenok I. O.* Determination of the Camber in a Calender Roll for Polymer Re-working / I. O. Mikulenok // Chemical and Petroleum Engineering. — 2010. — Vol. 47, N 5—6. — P. 315—318 (DOI: 10.1007/s10556-011-9466-2).

84. *Вознюк В. Т.* Визначення часу приготування полімерних композицій у роторному змішувачі закритого типу / В. Т. Вознюк, І. О. Мікульонок // Вісник НТУУ «КПІ». Напрямок «Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження». — 2008. — № 2. — С. 27—31.

85. *Пат. 50584 U Україна*, МПК В29В 7/00. Спосіб визначення величини зносу робочих органів змішувача з овальними роторами / І. О. Мікульонок, В. Т. Вознюк, М. В. Кваша; заявники і патентовласники — вони же. — № u201000655; заявл. 22.01.10; опубл. 10.06.10, Бюл. № 11.

86. *Теплофизические и реологические характеристики полимеров* : справочник / [А. И. Иванченко, В. А. Пахаренко, В. П. Привалко и др.]. — К. : Наук. думка, 1977. — 244 с.

87. *Теплофизические и реологические характеристики и коэффициенты трения наполненных термопластов* : справочник / [В. А. Пахаренко, В. Г. Зверлин, В. П. Привалко и др.]. — К. : Наук. думка, 1983. — 290 с.

88. *Пивень А. Н.* Теплофизические свойства полимерных материалов : справочник / А. Н. Пивень, Н. А. Гречаная, И. И. Чернобыльский. — К. : Выща шк., 1976. — 180 с.

89. *Корн Г.* Справочник по математике (для научных работников и инженеров). Определения, теоремы, формулы. — [6-е изд., стер.] / Г. Корн, Т. Корн. — СПб. : Изд-во «Лань», 2003. — 832 с. — (Учебники для вузов. Специальная литература).

90. *Микулёнок И. О.* Анализ эффективности процесса переработки пластмасс и резиновых смесей на валковых машинах с использованием клиновых устройств / И. О. Микулёнок // Обработка материалов давлением. — 2011. — № 2 (27). — С. 149—156.

91. *Mikulionok I.* Processing of plastics and rubber mixtures on mills and calenders with wedge devices / I. Mikulionok // Journal for Technology of Plasticity. — 2012. — Vol. 37, N 2. — P. 121—131.

92. *Пат. 2315669 A1 Німеччина*, МПК В29В 7/62. Валок каландра для перероблення гумових сумішей і пластмас / Helmuth Theyson; Paul Troester Maschinenfabrik. — DE19732315669; заявл. 29.03.1973; опубл. 31.10.1974.

93. Пат. 34445 U Україна, МПК(2006) В29В 7/00. Валок валкових машин / І. О. Мікульонок ; заявник і патентовласник Нац. техніч. ун-т України «Київ. політехн. ін-т». — № 200803452 ; заявл. 18.03.08 ; опубл. 11.08.08, Бюл. № 15.

94. Пат. 4256 U Україна, МПК<sup>7</sup> В29В 7/62. Валок до валкових машин для переробки матеріалів на основі високомолекулярних сполук / І. О. Мікульонок, О. Б. Грановська, Н. А. Шкарупа ; заявники і патентовласники — вони же. — № 2004032246 ; заявл. 26.03.04 ; опубл. 17.01.05, Бюл. № 1.

95. Пат. 4257 U Україна, МПК<sup>7</sup> В29В 7/62. Валок до валкових машин для переробки полімервмісних матеріалів / І. О. Мікульонок, О. Б. Грановська, Н. А. Шкарупа ; заявники і патентовласники — вони же. — № 2004032247 ; заявл. 26.03.04 ; опубл. 17.01.05, Бюл. № 1.

96. А. с. 1426808 СССР, МПК<sup>4</sup> В29В 7/56. Валок к валковым машинам / Ю. Е. Лукач, И. О. Микулёнок, В. Г. Календюк, Л. Г. Воронин, С. А. Рощупкин, Л. И. Ружинская (СССР) ; заявитель Киев. политехнич. ин-т. — № 4251238/31-05 ; заявл. 27.05.1987 ; опубл. 30.09.1989, Бюл. № 36.

97. А. с. 1623866 СССР, МПК<sup>5</sup> В29В 7/82. Валок к валковым машинам для переработки полимерных материалов / С. А. Рощупкин, И. Л. Туриянский, И. О. Микулёнок, Л. Р. Зейгермахер (СССР) ; заявители — Киев. политехнич. ин-т и Спец. конструктор. бюро полимер. машиностр. Киев. научно-произв. объедин. «Большевик». — № 4647850/05 ; заявл. 07.02.1989 ; опубл. 30.01.1991, Бюл. № 4.

98. Пат. 57848 U Україна, МПК(2011.01) В29В 7/62. Валок валкових машин / І. О. Мікульонок, Ю. Ю. Лукач, Н. М. Ткаченко ; заявники і патентовласники — вони же. — № 201011310 ; заявл. 22.09.10 ; опубл. 10.03.11, Бюл. № 5.

99. Пат. 78651 U Україна, МПК(2006.01) В29В 7/62. Валок валкових машин для перероблення полімерних матеріалів / І. О. Мікульонок, Ю. О. Ющенко ; заявники і патентовласники — вони же. — № 201211368 ; заявл. 02.10.12 ; опубл. 25.03.13, Бюл. № 6.

100. Валок верхний. Сборочный чертёж. 504016-02.00.000СБ. Завод «Большевик», СКБ, г. Киев.

101. Пат. 18299 U Україна, МПК(2006) В29В 7/30. Пробка периферійного каналу валка валкових машин / І. О. Мікульонок, Г. І. Кохан ; заявник і патентовласник Нац. техніч. ун-т України «Київ. політехн. ін-т». — № 200603176 ; заявл. 24.03.06 ; опубл. 15.11.06, Бюл. № 11.

102. А. с. 1391906 СССР, МПК<sup>4</sup> В29В 7/82. Валок к валковым машинам / А. А. Вольнов, В. Н. Красовский, С. А. Рощупкин, Н. М. Рухлядева, И. Л. Туриянский, Г. С. Гришко ; заявители — Спец. конструктор. бюро полимер. машиностр. Киев. произв. объедин. «Большевик» и Ленинград. технол. ин-т им. Ленсовета. — № 4121839/23-05 ; заявл. 27.06.86 ; опубл. 30.04.88, Бюл. № 16.

103. Пат. 27697 U Україна, МПК(2006) В29В 7/00. Пробка периферійного каналу валка валкових машин / І. О. Мікульонок ; заявник і патентовласник Нац. техніч. ун-т України «Київ. політехн. ін-т». — № u200707513 ; заявл. 04.07.07 ; опубл. 12.11.07, Бюл. № 18.

104. Пат. 43734 U Україна, МПК(2009) В29В 7/00. Валок валкових машин / І. О. Мікульонок, О. О. Кудренко, С. В. Кулініч ; заявник і патентовласник Нац. техніч. ун-т України «Київ. політехн. ін-т». — № u200903740 ; заявл. 16.04.09 ; опубл. 25.08.09, Бюл. № 16.



105. Пат. 78653 U Україна, МПК(2006.01) B29B 7/62. Валок валкових машин / І. О. Мікульонок, О. П. Пономаренко; заявники і патентовласники – вони же. — № 201211370 ; заявл. 02.10.12 ; опубл. 25.03.13, Бюл. № 6.

106. Пат. 18485 U Україна, МПК(2006) F28F 13/00. Турбулізатор теплообмінного каналу / І. О. Мікульонок, О. В. Шах ; заявник і патентовласник Нац. техніч. ун-т України «Київ. політехн. ін-т». — № u200604708 ; заявл. 27.04.06 ; опубл. 15.11.06, Бюл. № 11.

107. Пат. 73735 U Україна, МПК(2012.01) F28F 13/00. Турбулізатор теплообмінного каналу / І. О. Мікульонок ; заявник і патентовласник Нац. техніч. ун-т України «Київ. політехн. ін-т». — № u201202189 ; заявл. 24.02.12 ; опубл. 10.10.12, Бюл. № 19.

108. Пат. 38902 U Україна, МПК(2009) B29B 7/30. Валок валкових машин / Ю. Ю. Лукач, П. М. Магазій, Ю. В. Мельник, І. О. Мікульонок, М. М. Чухрієнко; заявник і патентовласник Нац. техніч. ун-т України «Київ. політехн. ін-т». — № u200810056 ; заявл. 04.08.08 ; опубл. 26.01.09, Бюл. № 2.

109. Пат. 13230 U Україна, МПК(2006.01) B29B 7/56. Вальці для перероблення термопластичних матеріалів / І. О. Мікульонок, Л. І. Ружинська ; заявник і патентовласник Нац. техніч. ун-т України «Київ. політехн. ін-т». — № u200509568 ; заявл. 11.10.05 ; опубл. 15.03.06, Бюл. № 3.

110. Пат. 26864 U Україна, МПК(2006) B29B 7/30. Валок валкових машин / О. О. Голова, Ю. Ю. Лукач, І. О. Мікульонок ; заявник і патентовласник Нац. техніч. ун-т України «Київ. політехн. ін-т». — № u200705655 ; заявл. 22.05.07 ; опубл. 10.10.07, Бюл. № 16.

111. А. с. 515642 СССР, МПК<sup>2</sup> B29B 1/08. Валок к валковым машинам для переработки полимерных материалов / О. Т. Шестопалов, А. П. Полювяный ; заявитель Спец. конструктор. бюро полимер. машиностр. — № 1745165/23-5 ; заявл. 04.02.1972 ; опубл. 30.05.1976, Бюл. № 20.

112. А. с. 1353607 СССР, МПК<sup>4</sup> B29B 7/82. Валок к вальцам для переработки полимерных материалов / С. А. Рощупкин, И. Л. Туриянский, И. О. Микулёнок, Л. В. Зейгермахер (СССР) ; заявитель Спец. конструктор. бюро полимер. машиностр. Киев. произв. объедин. «Большевик». — № 4058523/23-05 ; заявл. 17.04.1986 ; опубл. 23.11.1987, Бюл. № 43.

113. А. с. 1360994 СССР, МПК<sup>4</sup> B29B 7/82. Валок к валковым машинам для переработки полимерных материалов / С. А. Рощупкин, И. О. Микулёнок, И. Л. Туриянский, Л. В. Зейгермахер, В. П. Пржегорлинский (СССР) ; заявитель Спец. конструктор. бюро полимер. машиностр. Киев. произв. объедин. «Большевик». — № 4071141/23-05 ; заявл. 17.04.1986 ; опубл. 23.12.1987, Бюл. № 47.

114. А. с. 1623865 СССР, МПК<sup>5</sup> B29B 7/82. Валок к валковым машинам / С. А. Рощупкин, Ю. Е. Лукач, И. О. Микулёнок, Л. В. Зейгермахер, Л. И. Ружинская (СССР) ; заявитель Киев. политехнич. ин-т. — № 4646050/05 ; заявл. 03.02.1989 ; опубл. 30.01.1991, Бюл. № 4.

115. Заявка 2121919 A Великобритания, МПК F16C 13/00. Терморегульований валок / Archie Nelson Swasey ; USM Corporation. — GB19830016067; заявл. 13.06.1983 ; опубл. 04.01.1984.

116. Пат. 3939 U Україна, МПК<sup>7</sup> B29B 7/62. Валок до валкових машин для переробки полімерних матеріалів / І. О. Мікульонок, О. Б. Грановська, Н. А. Шкарупа ; зая-

вник і патентовласник Нац. техніч. ун-т України «Київ. політехн. ін-т». — № 2004042548 ; заявл. 06.04.04 ; опубл. 15.12.04, Бюл. № 12.

117. *Пат. 1672 U Україна*, МПК<sup>7</sup> В29В 7/82. Вузол підведення теплоносія до обертового порожнистого органа обладнання для перероблення полімер- і гумовмісних матеріалів / І. О. Мікульонок ; заявник і патентовласник Нац. техніч. ун-т України «Київ. політехн. ін-т». — № 2002054187 ; заявл. 22.05.02 ; опубл. 17.03.03, Бюл. № 3.

118. *Пат. 85099 U Україна*, МПК (2006.01) В29С 47/84. Вузол підведення теплоносія до робочого органу обладнання для перероблення полімерів, пластмас і гумових сумішей / І. О. Мікульонок, Л. В. Сіцинська ; заявники і патентовласники – вони же. — № u201305954; заявл. 13.05.13 ; опубл. 11.11.13, Бюл. № 21.

119. *Пат. 242 U Україна*, МПК<sup>6</sup> В29В 7/56. Вальці для переробки пластичних мас і гумових сумішей / І. О. Мікульонок, Н. О. Доценко ; заявники і патентовласники – вони же. — № 97105220 ; заявл. 27.01.97 ; опубл. 30.10.98, Бюл. № 5.

120. *Пат. 1194 U Україна*, МПК<sup>6</sup> В29В 7/56. Вальці для перероблення термопластичних матеріалів / І. О. Мікульонок ; заявник і патентовласник Нац. техніч. ун-т України «Київ. політехн. ін-т». — № 2001042704 ; заявл. 20.04.01 ; опубл. 15.04.02, Бюл. № 4.

121. *Пат. 16816 U Україна*, МПК(2006) В29В 7/56. Вальці для переробки термопластів / І. О. Мікульонок ; заявник і патентовласник Нац. техніч. ун-т України «Київ. політехн. ін-т». — № u200603173 ; заявл. 24.03.06 ; опубл. 15.08.06, Бюл. № 8.

122. *Пат. 45816 U Україна*, МПК(2009) В29В 7/34. Вальці / І. О. Мікульонок ; заявник і патентовласник Нац. техніч. ун-т України «Київ. політехн. ін-т». — № u200906362 ; заявл. 19.06.09 ; опубл. 25.11.09, Бюл. № 22.

123. *Пат. 34562 U Україна*, МПК(2006) В29В 7/00. Роторний змішувач / І. О. Мікульонок, В. Т. Вознюк ; заявник і патентовласник Нац. техніч. ун-т України «Київ. політехн. ін-т». — № 200804640 ; заявл. 18.03.08 ; опубл. 11.08.08, Бюл. № 15.

124. *Пат. 50584 U Україна*, МПК(2009) В29В 7/00. Спосіб визначення величини зносу робочих органів змішувача з овальними роторами / І. О. Мікульонок, В. Т. Вознюк, М. В. Кваша ; заявники і патентовласники – вони же. — № 201000655 ; заявл. 22.01.10 ; опубл. 10.06.10, Бюл. № 11.

125. *А. с. 1388316 СССР*, МПК<sup>4</sup> В29С 71/00. Барабан для термообработки полимерных материалов / Ю. Е. Лукач, И. О. Микулёнок, С. А. Рошупкин, Л. И. Ружинская, А. В. Сердюк (СССР) ; заявитель Киев. политехнич. ин-т. — № 4189186/31-05 ; заявл. 03.02.1987 ; опубл. 15.04.1988, Бюл. № 14.

126. *А. с. 1481081 СССР*, МПК<sup>4</sup> В29С 71/00. Барабан для термообработки полимерных материалов / Ю. Е. Лукач, И. О. Микулёнок, С. А. Рошупкин, Л. И. Ружинская, А. В. Сердюк (СССР) ; заявитель Киев. политехнич. ин-т. — № 4323031/31-05 ; заявл. 30.10.1987 ; опубл. 23.05.1989, Бюл. № 19.

127. *А. с. 1722852 СССР*, МПК<sup>5</sup> В29С 35/16. Устройство для охлаждения длинномерных изделий / С. А. Рошупкин, Ю. Е. Лукач, И. О. Микулёнок, Л. И. Ружинская, В. Д. Биденко, Л. Р. Зейгермахер (СССР) ; заявитель Киев. политехнич. ин-т. — № 4838843/05 ; заявл. 12.06.1990 ; опубл. 30.03.1992, Бюл. № 12.

128. *Пат. 1324 U Україна*, МПК<sup>6</sup> В29С 35/16. Пристрій для охолодження довгомірних гнучких виробів / І. О. Мікульонок, І. М. Доценко ; заявник і патентовласник Нац. техніч. ун-т України «Київ. політехн. ін-т». — № 2011128362 ; заявл. 05.12.01 ; опубл. 15.07.02, Бюл. № 7.

## ЗМІСТ

Вступ .....	3
Перелік умовних позначень, символів і скорочень .....	5
1. Технологічні лінії для перероблення пластмас і гумових сумішей на базі валкових машин та їх основне обладнання.....	9
1.1. Особливості будови технологічних ліній для перероблення полімерних матеріалів і гумових сумішей вальцюво-каландровим методом.....	9
1.2. Конструктивні особливості роторних змішувачів закритого типу з овальними роторами. Фізична модель процесу змішування .....	13
1.3. Конструктивні особливості валкових машин .....	17
1.4. Конструктивні особливості вальців. Фізична модель процесу вальцювання .....	24
1.5. Конструктивні особливості каландрів. Фізична модель процесу каландрування .....	27
1.6. Конструктивні особливості пристроїв термостабілізації. Фізична модель процесу термообробки.....	41
1.7. Конструктивні особливості охолоджувальних пристроїв. Фізична модель процесу охолодження .....	44
2. Загальні засади моделювання технологічних ліній для перероблення термопластичних матеріалів на базі валкових машин .....	46
2.1. Особливості моделювання обладнання технологічних ліній.....	46
2.2. Узагальнена математична модель процесів перероблення .....	48
2.3. Основні принципи розв'язання узагальненої математичної моделі процесів перероблення .....	54
2.4. Основні засади побудови і моделювання технологічних ліній .....	56
2.4.1. Загальні положення.....	56
2.4.2. Алгоритми розрахунку основного обладнання.....	57
2.4.3. Алгоритм розрахунку технологічної лінії на базі валкових машин .....	66
3. Моделювання процесів перероблення пластмас і гумових сумішей на валкових машинах.....	69
3.1. Моделювання процесу течії псевдопластичної рідини в міжвалковому проміжку вальців і каландрів для одержання рулонних і плівкових матеріалів ..	69
3.3.1. Математична модель процесу течії псевдопластичної рідини в міжвалковому проміжку .....	69
3.3.2. Розв'язання математичної моделі процесу течії псевдопластичної рідини в міжвалковому проміжку .....	71
3.2. Моделювання процесу течії ньютонівської рідини в міжвалковому проміжку вальців і каландрів для одержання рулонних і плівкових матеріалів ..	87
3.3. Моделювання процесу теплообміну термопластичного матеріалу на валку .....	92
3.4. Моделювання процесу течії ньютонівської рідини в міжвалковому проміжку листувальних (гладильних) каландрів .....	93
3.4.1. Математична модель процесу течії ньютонівської рідини в міжвалковому проміжку листувальних каландрів .....	93
3.4.2. Розв'язання математичної моделі процесу течії ньютонівської рідини в міжвалковому проміжку листувальних каландрів .....	97

3.5. Моделювання гідродинаміки і теплообміну обертового запасу розплаву термопластичного матеріалу на вході в міжвалковий проміжок валкової машини .....	105
3.5.1. Математична модель гідродинаміки і теплообміну обертового запасу розплаву.....	105
3.5.2. Розв'язання математичної моделі гідродинаміки і теплообміну обертового запасу розплаву.....	107
3.6. Моделювання процесу течії псевдопластичної рідини в криволінійному клиновому проміжку клинового пристрою валкової машини.....	112
3.6.1. Математична модель процесу течії псевдопластичної рідини в клиновому проміжку валкової машини.....	112
3.6.2. Розв'язання математичної моделі процесу течії псевдопластичної рідини в клиновому проміжку валкової машини .....	115
3.7. Моделювання процесу приготування термопластичної композиції у змішувачі закритого типу з овальними роторами.....	125
3.7.1. Загальні положення.....	125
3.7.2. Моделювання процесу приготування композиції ньютонівського типу ...	127
3.7.3. Моделювання процесу приготування псевдопластичної композиції .....	133
3.8. Моделювання процесу термічного оброблення відформованого листового, рулонного або плівкового матеріалу .....	140
4. Деякі практичні питання моделювання змішувального і валкового обладнання.....	146
4.1. Визначення тривалості процесу вальцювання .....	146
4.2. Визначення механічної потужності процесу вальцювання.....	152
4.3. Аналіз теплоенергетичних параметрів процесу вальцювання.....	158
4.4. Регулювання температури термопластичного матеріалу під час його перероблення на валковій машині зміною фрикції в міжвалковому проміжку .	165
4.5. Визначення прогину валків каландра з урахуванням їхньої пружності .....	170
4.6. Визначення тривалості процесу змішування в змішувачі з овальними роторами.....	173
4.7. Тепловий розрахунок змішувача з овальними роторами .....	176
5. Методики розрахунку процесів перероблення пластмас і гумових сумішей на валкових машин.....	178
5.1. Методика параметричного й теплового розрахунку процесу безперервного вальцювання.....	178
5.2. Методика параметричного й теплового розрахунку процесу каландрування ...	191
5.3. Методика розрахунку процесу перероблення пластмас і гумових сумішей на валковій машині із застосуванням клинового пристрою .....	209
6. Розробка енергоефективних обладнання і процесів для перероблення термопластичних матеріалів .....	217
6.1. Удосконалення конструкцій валкового обладнання.....	217
6.2. Удосконалення конструкцій змішувального обладнання .....	228
6.3. Удосконалення конструкцій охолоджувального обладнання.....	230
Висновки .....	232
Список використаної літератури .....	233

Наукове видання

**Мікульонок Ігор Олегович**

**МОДЕЛЮВАННЯ ОБЛАДНАННЯ  
ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЛІНІЙ  
ДЛЯ ПЕРЕРОБЛЕННЯ  
ПЛАСТМАС І ГУМОВИХ СУМІШЕЙ  
НА БАЗІ ВАЛКОВИХ МАШИН**

**Монографія**

*В авторській редакції*

*Надруковано з оригінал-макета замовника*